



**Universidade de
Aveiro
Ano 2017**

Departamento de Engenharia Mecânica

**José Pedro Jardim
Bárbola**

Projeto de um quadro de moto de 250 cm³



**Universidade de
Aveiro
Ano 2017**

Departamento de Engenharia Mecânica

**José Pedro Jardim
Bárbola**

Projeto de um quadro de mota de 250 cm³

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica de António Manuel de Bastos Pereira, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e por Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

Apoio financeiro dos projetos
UID/EMS/00481/2013-FCT e
CENTRO-01-0145-FEDER-022083

o júri

Presidente

Prof. Doutor Robertt Angelo Fontes Valente
Professor Associado da Universidade de Aveiro DEM - UA

Prof. Doutor Luís Manuel Pires Martins de Abreu
Professor Adjunto da Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Águeda (ESTGA) - UA

Prof. Doutor António Manuel de Bastos Pereira
Professor Auxiliar da Universidade de Aveiro DEM - UA

Dedicatória

Aos meus avós,
Aos meus pais,
Ao meu irmão,
À Beatriz,
E em especial ao Pedro Silva.

agradecimentos

À minha família, em especial aos meus pais e avós pela oportunidade que me deram de concretizar o meu objetivo e pelo apoio e confiança que sempre demonstraram em mim.

Aos meus professores que me ajudaram nesta longa caminhada, em especial a Professo António Bastos e ao Professor Francisco Queirós de Melo, pelos ensinamentos e ajuda preciosa nesta última etapa do meu percurso académico.

À empresa Ciclofapril, pela renovação de confiança no trabalho desenvolvido ao longo destes anos, que permitiram a criação do primeiro protótipo como deste segundo, sempre disponíveis, e dispostos a ajudar, em especial o Engenheiro Samuel, o Engenheiro Emre e ao Engenheiro Gil.

A todos os elementos e colaboradores da equipa Motochanics UA- Fundação de Desporto, que levo grandes amizades e que foi algo que me ajudou a crescer e a aprender mais do que aquilo que meramente estudamos, por gozo.

Aos meus amigos que sempre me apoiaram desde o início e pelos momentos passados nesta jornada: João Pedro Rodrigues, Natacha Vieira, João Pantaleão, Emanuel Cristóvão, Luís Rodrigues, Emanuel Mimoso, André Cardoso, João Quintão, Diogo Gândara, Tiago Tavares, Marcelo Domingues, Renato Rocha, Rodrigo Franco, Tiago Delgado e ao Luís Almeida.

À Beatriz pela força, confiança, amizade e auxílio prestado nesta caminhada.

palavras-chave

Motostudent, quadro; Motochanics UA, projeto moto, análise estrutural, rigidez estrutural, dinâmica de um motociclo, elementos finitos.

resumo

A equipa Motochanics UA- Fundação do Desporto irá participar pela segunda vez na competição Motostudent 2018, e requer que uma moto protótipo, seja projetada e construída pela equipa. Esta dissertação tem o objetivo de projetar e validar o quadro que será utilizado pela equipa na competição referida. É apresentado, inicialmente, um estudo dos diferentes quadros existentes atualmente, a influência dinâmica da geometria geral de um motociclo, assim como a do quadro. É mostrado todo o processo de criação do quadro, passando pela priorização de especificações, às escolhas de materiais, de processos e o estudo cinemático de uma moto. Foram criadas situações de teste com base nas situações de trabalho da moto, com o intuito de validar e otimizar o quadro projetado, com base em análises pelo método dos elementos finitos. Por se tratar do protótipo de segunda geração da equipa, o quadro projetado foi também comparado com o já existente.

keywords

Motostudent, frame; Motochanics UA, motorcycle project, structural analysis, structural stiffness, motorcycle dynamics, finite elements.

abstract

Motochanics UA- Fundação do Desporto is a team that will participate in its second Motostudent event. To participate in the competition, the team must design and build a fully functional racing motorcycle prototype. This master thesis has the objective of designing the prototype's frame. This work covers, initially, a study of the different existing motorcycle frames, as well as the dynamic influence of the geometry of a motorcycle and the frame. All the processes required for designing a frame are explained, starting with the desired requirements, the material choices, manufacturing processes and a cinematic study of a motorcycle. Certain test scenarios were created to validate and optimize the frame developed, with resource of finite element method. Being this the second-generation frame, of the team, a comparison, between the first developed frame and the one created in this work, were presented.

Conteúdo

Capítulo 1. Introdução	1
1.1 Objetivos	1
1.2 A competição Motostudent 2017/2018.....	1
1.3 A equipa Motochanics UA- Fundação do Desporto.....	3
1.4 Enquadramento histórico	3
1.5 Os vários tipos de quadros	9
1.5.1 Função	9
1.5.2 Tipos de Quadros Atuais	9
1.6 Resumo dos diferentes tipos de quadro.....	16
1.7 Instalação do motor no quadro	17
1.7.1 Montagem rígida.....	17
1.7.2 Montagem flexível	19
1.8 Elementos geométricos de um motociclo e a sua importância	20
1.8.1 Distância entre eixos	22
1.8.2 Ângulo de ataque da coluna de direção e trail	23
1.8.3 Centro de gravidade	26
1.8.4 Momentos de inércia	29
Capítulo 2. O protótipo.....	33
2.1 Elaboração do protótipo.....	33
2.2 Procedimento de desenvolvimento do produto	42
Capítulo 3. Cálculos para a validação do protótipo	43
3.1 Cálculo das forças aplicadas num motociclo.....	43
3.1.1 Simplificações.....	43
3.1.2 Cálculos das forças externas.....	45

3.1.3	Situação de aceleração máxima	46
3.1.4	Situação de travagem máxima no eixo frontal	49
3.1.5	Situação de travagem máxima no eixo traseiro	51
3.1.6	Situação de curva	53
3.2	Validação do protótipo	55
3.3	Cálculo da rigidez estrutural	56
3.4	Cálculo das forças de trabalho que atuam no protótipo	59
3.4.1	Travagem máxima no eixo frontal	59
3.4.2	Aceleração máxima	61
3.4.3	Situação de curva	66
3.4.4	Prensa 250 kgf no subquadro	67
3.4.5	Prensa 300 kgf aplicado contra o pneu frontal	68
3.4.6	Compressão total da suspensão traseira	69
Capítulo 4.	Evolução do protótipo e otimização do conceito	71
4.1	Verificação da rigidez estrutural	94
4.2	Validação em situação prensa 300 kgf aplicados no eixo frontal	94
4.3	Validação em situação prensa 250 kgf aplicados no subquadro	96
4.4	Validação em situação travagem máxima no eixo frontal	99
4.5	Validação em situação curva	100
4.6	Validação em situação de aceleração máxima	101
4.7	Validação em situação de compressão total suspensão traseira	102
4.8	Análise modal (frequências naturais da estrutura)	104
4.9	Validações complementares (sistema de direção)	105
4.9.1	Mesa direção superior	107
4.9.2	Mesa direção inferior	109
4.9.3	Análise ergonómica	111
4.10	O Protótipo Desenvolvido	112
Capítulo 5.	Comparação entre o modelo existente e o projetado	117

Capítulo 6. Conclusões e sugestões de trabalhos futuros.....	121
Bibliografia.....	125
Anexo	128

Lista de figuras

Figura 1.1 - Logótipo do evento.	2
Figura 1.2 - Logótipo da equipa.	3
Figura 1.3 – O motociclo de Pierre Michaux.(20)	4
Figura 1.4 - Réplica Petroleum Reitwagen (21).....	4
Figura 1.5 - Motociclo Hildebrand & Wolfmuller (22)	5
Figura 1.6 - Desenho patenteado de Odgen Bolton Jr. (23)	5
Figura 1.7 – Quadro triangulado (5)	6
Figura 1.8 – Diferentes tipos de suspensão dianteira (5)	6
Figura 1.9 - OSSA Grand Prix 250cc (24)	7
Figura 1.10 – 1º Protótipo em dupla viga de alumínio feito por António Cobas (25)	7
Figura 1.11 - Quadro Yamaha® DeltaBox (26)	8
Figura 1.12 - Quadro em monobloco (esquerda) da modelo BMW HP4 Race (direita)(27) 8	
Figura 1.13 - Quadro de uma Scooter (28)	10
Figura 1.14 - Berço (Single Cradle) (4)	10
Figura 1.15 - Berço (Double Cardle) (29).....	11
Figura 1.16 - Espinha dorsal (Backbone) (30).....	12
Figura 1.17 - Perímetro ou dupla viga (31).....	12
Figura 1.18 – Quadro em treliça (32)	13
Figura 1.19 –Quadro em diamante (33)	14
Figura 1.20 - Quadro em monobloco (34)	15
Figura 1.21 – Quadro tipo Omega (35)	15
Figura 1.22 - Montagem com 2 apoios com motor (2).....	18
Figura 1.23 - Montagem com 3 apoios com motor (2).....	18
Figura 1.24 - Montagem com 3 apoios em estrutura aberta (2).....	19
Figura 1.25 – Montagem flexível (2).....	20
Figura 1.26 – Parâmetros geométricos de um motociclo(7)	21
Figura 1.27 – Linha de transferência de massa(7)	23
Figura 1.28 - Trail ideal(7).....	24
Figura 1.29 - Figura representativa das alterações do trail(2)	26
Figura 1.30 - Descrição dos centros de massa do piloto e motociclo (7).....	27
Figura 1.31- Diferentes momentos de inércia do piloto e do motociclo (7)	29
Figura 2.1 - Protótipo da competição de 2016	34

Figura 2.2 - Resumo da matriz de qualidade	35
Figura 2.3 - Priorização revista	35
Figura 2.4 - Priorização das especificações.....	36
Figura 2.5 - Priorização do desenvolvimento	37
Figura 2.6 - BeOn Moto3 (36)	39
Figura 2.7 - Ângulos de condução ergonómica	40
Figura 2.8 - Exemplo da triangulação correta	40
Figura 2.9 - Exemplo de um "cogumelo"	41
Figura 2.10 – BeOn Moto3 sem carenagens (36)	42
Figura 3.1 – Descrição dos diferentes elementos geométricos de um motociclo.....	45
Figura 3.2 -Forças que atuam no motociclo em movimento retilíneo acelerado(7).....	47
Figura 3.3- Representação das forças que atuam durante a aceleração do motociclo(7)	48
Figura 3.4- Forças que atuam no motociclo em situação de travagem máxima no eixo frontal (7)	49
Figura 3.5- Forças que atuam durante o período de travagem dum motociclo (7)	51
Figura 3.6 - Ângulo de Enrolamento (7)	53
Figura 3.7 - Curva 1 do Circuito Motorland Aragon	54
Figura 3.8 – Condições de avaliação da rigidez à torção de um quadro (7)	57
Figura 3.9 - Condições de avaliação da rigidez lateral de um quadro (7).....	58
Figura 3.10 - Condições de avaliação da rigidez longitudinal de um quadro (7).....	58
Figura 3.11 - Diagrama de forças que atuam na situação de travagem máxima	60
Figura 3.12 – Constrangimentos e forças aplicadas (2)	61
Figura 3.13 - Diagrama de forças que atuam na situação de aceleração máxima (2)	62
Figura 3.14 - Constrangimentos e forças aplicadas (2).....	65
Figura 3.15 – Ilustração das forças aplicadas em situação de curva (2)	66
Figura 3.16 - Constrangimentos e forças aplicadas (2).....	67
Figura 3.17 - Forças que atuam no subquadro no teste da prensa de 250 kgf.....	67
Figura 3.18 - Diagrama de forças que atuam na situação da prensa 300 kgf.....	68
Figura 3.19 – Ilustração da carga na situação de compressão total da mola	70
Figura 4.1 - Primeiro protótipo desenvolvido	72
Figura 4.2 – Detalhes do 1ºprotótipo.....	73
Figura 4.3 - Destaque do tubo inserido	73
Figura 4.4 - Destaque ao tubo alterado.....	74
Figura 4.5 - Protótipo desenvolvido.....	75
Figura 4.6 - Protótipo desenvolvido com todas as alterações destacadas	75

Figura 4.7 - Protótipo desenvolvido com todas as alterações destacadas	76
Figura 4.8 – Destaque do tubo sinalizado	78
Figura 4.9 – 1º Protótipo que atingiu os intervalos de rigidez pretendidos	78
Figura 4.10 -2º Protótipo que atingiu os intervalos de rigidez pretendidos	79
Figura 4.11 – Mudança do pivô da escora, antigo à esquerda e alterado à direita.....	80
Figura 4.12 – Aspeto do quadro com as alterações	80
Figura 4.13 – Resultados da análise FEM do teste da prensa a 250kgf.....	81
Figura 4.14 – Alteração criada	81
Figura 4.15 – Resultado da análise do carregamento no subquadro após alteração	82
Figura 4.16 – Resultado da análise FEM na situação da prensa de 300 kgf	82
Figura 4.17 – Quadro alterado	83
Figura 4.18 – Quadro alterado (vista traseira).....	84
Figura 4.19 – Vista lateral do quadro melhorado.....	85
Figura 4.20 – Destaque das alterações criadas	85
Figura 4.21 – Solução Criada	86
Figura 4.22 – Resultado análise FEM na situação de prensa 300 kgf.....	87
Figura 4.23- Configuração 1 do reforço criado	87
Figura 4.24- Configuração 2 do reforço criado	88
Figura 4.25 – Configuração 3 do reforço.....	88
Figura 4.26 – Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 300 kgf da configuração 1	89
Figura 4.27 – Resultados da análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 300 kgf da configuração 2.....	90
Figura 4.28 – Resultados da análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 300 kgf da configuração 3.....	91
Figura 4.29 – Resultado da alteração da chapa 1 correspondente à Figura 4.20.....	92
Figura 4.30- Vista lateral do modelo CAD do quadro desenvolvido.....	93
Figura 4.31- Vista frontal do modelo CAD do quadro projetado	94
Figura 4.32- Resultados análise FEM das tensões de Von Mises na situação de prensa 300 kgf.....	95
Figura 4.33- Resultados análise FEM dos deslocamentos na situação de prensa 300 kgf	95
Figura 4.34 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 250kgf (vista superior)	96

Figura 4.35 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 250kgf (vista inferior)	96
Figura 4.36 – Resultados análise FEM do deslocamento na situação de prensa 250kgf	97
Figura 4.37 – Resultados análise FEM do deslocamento na situação de prensa 250kgf com alteração da chapa em “V”	98
Figura 4.38 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 250kgf com alteração da chapa em “V”	98
Figura 4.39 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de travagem máxima no eixo frontal.....	99
Figura 4.40 - Resultados análise FEM do deslocamento na situação de travagem máxima no eixo frontal	99
Figura 4.41- Resultado da análise das tensões de Von Mises em situação de curva	100
Figura 4.42 - Resultados análise FEM do deslocamento na situação de curva.....	101
Figura 4.43 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de aceleração máxima.....	101
Figura 4.44 – Resultados análise FEM do deslocamento na situação de aceleração máxima	102
Figura 4.45 – Resultado tensão Von Mises da análise realizada	103
Figura 4.46 – Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de compressão da mola traseira.....	103
Figura 4.47 - Diferentes vistas do subsistema desenvolvido, com destaque dos parafusos a serem desapertados para modificar o ângulo ϵ	106
Figura 4.48 - Afinadores dos ângulos de ataque da suspensão frontal	106
Figura 4.49 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita	107
Figura 4.50 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita	108
Figura 4.51 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita	108
Figura 4.52 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita	109
Figura 4.53 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita	109
Figura 4.54 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita	110

Figura 4.55 – Protótipo de aspeto do conjunto de peseiras	111
Figura 4.56 – Análise ergonómica da posição de condução	112
Figura 4.57 - Vista lateral do protótipo do quadro	113
Figura 4.58 – Vista frontal do protótipo desenvolvido.....	113
Figura 4.59 - Vista lateral direita	114
Figura 4.60- Soluções funcionais projetadas	114
Figura 4.61 - Mesa de direção inferior	115
Figura 4.62- Sistema de proteção em caso de queda (cogumelo)	115
Figura 5.1- Protótipo físico da 1ª Geração (à esquerda) e CAD do Quadro da 1ªGeração (à direita)	117
Figura 5.2 – Dog bone	119
Figura 5.3 – Vista lateral do subquadro	119
Figura 6.1 - Representação de uma secção de um tubo oval e seus eixos.....	122
Figura 6.2 - Zonas a serem protegidas das oscilações da corrente	123

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 - Avaliação dos quadros.....	16
Tabela 1.2 - Explicação das cores apresentadas na tabela 1.1	17
Tabela 1.3 - Quadro resumo centros de gravidade	28
Tabela 1.4 -Valores usuais dos momentos de inércia do piloto e motociclo	30
Tabela 3.1- Tabela com a descrição dos valores geométricos do quadro	45
Tabela 3.2 - Quadro resumo das forças externas	54
Tabela 3.3 - Comparação das forças calculadas para diferentes ângulos de afinação possíveis.....	60
Tabela 3.4- Tabela de resultados dos cálculos das expressões (3.18), (3.19),(3.20) e (3.21), aplicadas ao caso de binário máximo	63
Tabela 3.5-Tabela de resultados dos cálculos das expressões (3.18), (3.19), (3.20) e (3.21), aplicadas ao caso de potência máxima	64
Tabela 3.6 - Tabela das forças da corrente.....	64
Tabela 3.7 - Comparação das forças calculadas para diferentes ângulos de afinação possíveis.....	69
Tabela 4.1- Tabela de comparação dos valores de rigidez estrutural das diferentes configurações estudadas	91
Tabela 4.2- Tabela com os valores de rigidez à torção corrigidos da Tabela 4.1	92
Tabela 4.3- Rigidez final do quadro projetado.....	94
Tabela 4.4- Frequências naturais da estrutura.....	105
Tabela 5.1-Comparação da rigidez estrutural dos quadros	118

Nomenclatura

m	Massa do motociclo
g	Aceleração da gravidade
R_n	Rácio entre <i>trail</i> normal frontal e traseiro
a_n	Trail normalizado
b_n	Trail traseiro normalizado
a	Trail
R_n corrigido	Rácio do <i>trail</i> normal frontal e traseiro tendo em conta a distribuição de massa
%carga frontal	Percentagem da carga na roda da frente
%carga traseira	Percentagem da carga na roda traseira
b	Distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro
p	Distância entre eixos
ε	Ângulo de ataque da suspensão frontal (<i>caster angle</i>)
CG	Centro de gravidade
H CG	Altura ao solo do centro de gravidade
Rroda	Raio da roda (pneu e jante)
hsusp	Comprimento da suspensão frontal
h	Distância entre as duas mesas de direção
$p-b$	Distância do centro de gravidade até ao eixo frontal
T	Força locomotora
N_{ra}	Reação normal na roda traseira em aceleração
N_{fa}	Reação normal na roda frontal em aceleração
N_{sf}	Reação normal estática na roda frontal
N_{sr}	Reação normal estática na roda traseira
N_{tr}	Reação normal na roda devido à transferência de massa
F_D	Força de arrasto
N_{rd}	Reação normal na roda traseira em situação de desaceleração
N_{fd}	Reação normal na roda frontal em situação de desaceleração
\ddot{x}	Desaceleração
F_{Tf}	Força de travagem na roda frontal
F_{Tr}	Força de travagem na roda traseira
F_{tt}	Força total de travagem

F_c	Força centrífuga
R_{curva}	Raio da curva
v	Velocidade linear
F	Força aplicada
Δl	Deslocamento obtido
α	Ângulo formado entre dois pontos devido à deformação
$F_{corrente}$	Força da corrente
$R_{cremalheira}$	Raio da cremalheira
L_{escora}	Comprimento da escora
B	Binário fornecido pelo motor de combustão interna
F_{pull}	Força que a corrente de transmissão é puxada
F_{cc}	Força centrífuga gerada pelo movimento da corrente de transmissão
v_c	Velocidade linear da corrente de transmissão
q	Massa da corrente por metro de comprimento
M_{motor}	Binário fornecido pelo motor à saída da caixa de velocidades
n_{1p}	Revoluções por minuto do pinhão
d_{pc}	Diâmetro do círculo formado a partir do passo da corrente
d_1	Diâmetro dos rolos da corrente
$passo$	Passo da corrente
$u_{1^a\text{marcha}}$	Redução da caixa de velocidades correspondente à 1ª velocidade
$u_{4^a\text{marcha}}$	Redução da caixa de velocidades correspondente à 4ª velocidade
ϕ	Ângulo formado pela escora e a horizontal
$n_{\text{após primário}}$	Revoluções por minuto na caixa de velocidades após a redução do primário
$n_{\text{binário máximo}}$	Revoluções por minuto antes da redução primária na situação de binário máximo
$n_{\text{potência máxima}}$	Revoluções por minuto antes da redução primária na situação de potência máxima
Z_{1p}	Número de dentes do pinhão
i	Distância do centro de gravidade ao eixo do pescoço do quadro
j	Distância do centro de gravidade ao eixo do <i>pivot</i> da escora
F_{cd}	Força na coluna de direção em curva
ΔL	Curso da mola da suspensão traseira
K	Constante da mola traseira
F_p	Força da prensa de 300 kgf

φ	Ângulo de enrolamento (<i>roll angle</i>)
<i>FEM</i>	Método de elementos finitos (<i>Finite Element Method</i>)
<i>CAD</i>	Desenho assistido por computador (<i>Computed Aided Design</i>)

Capítulo 1. Introdução

1.1 Objetivos

O objetivo deste projeto é o *design* de um quadro e todos os elementos estruturais essenciais para o protótipo que irá ser apresentado pela equipa Motochanics UA-Fundação do Desporto, na competição internacional MotoStudent. Será um projeto que irá mostrar todos os passos necessários para a conceção de um chassis fiável e competitivo tanto a níveis de performance como industriais.

Na defesa de projeto é possível que o protótipo não esteja finalizado, no entanto, será clara a compreensão de todas as etapas associadas ao desenvolvimento de uma estrutura a ser utilizada num protótipo de competição, desde o design de conceito até à sua fabricação.

Este projeto será maioritariamente baseado em análises por elementos finitos para validar e otimizar os conceitos apresentados em termos estruturais. Para isso, é condição base obter as propriedades mecânicas necessárias, manter o peso reduzido ao mínimo e os custos de fabrico baixos, assim como, respeitar os regulamentos da competição adequadamente.

Este documento escrito servirá também para que os membros futuros e atuais da equipa Motochanics possam enfrentar no futuro o desenvolvimento de um chassis de origem, com acesso ao “*Know How*” já adquirido pelos membros mais antigos, constituindo-se como um valor muito estimado pela equipa.

1.2 A competição *Motostudent* 2017/2018

A competição *Motostudent* é um desafio multidisciplinar universitário que dá a oportunidade aos alunos de desenvolverem um projeto industrial real no sector de desporto motorizado.

Para este evento existe um cenário fictício onde é dito que a FIM (Federação Internacional de Motociclismo) tem uma nova categoria nacional, composta por motocicletas derivadas dos protótipos Motostudent. Estes devem ser desenhados, manufaturados e vendidos de acordo com as regras desta competição. No final de cada campeonato regional os vencedores serão apurados para a final mundial no circuito *Motorland Aragón*, Espanha.

Durante três semestres, os estudantes preparam o seu protótipo de competição pondo em prática as suas capacidades de inovação e criatividade. Cada projeto é avaliado por diferentes fases e testes para determinar quais são os melhores em cada área, sempre dentro do cenário proposto (Figura 1.1).



Figura 1.1 - Logótipo do evento.

A competição tem duas categorias diferentes: *MotoStudent Petrol* e *MotoStudent Electric*. Tal como os nomes indicam a classe Petrol é restrito a motocicletas com motores de combustão interna e a *Electric* a motocicletas elétricas.

A competição divide-se em duas fases, duas *milestones*:

- MS1 (*milestone 1*) – nesta fase as equipas mostram, explicam e validam o *design* do seu protótipo, introduzem um projeto de inovação, mostram o projeto de industrialização para produção em massa, assim como, os planos de venda.
- MS2 (*milestone 2*) – nesta fase fazem os testes dinâmicos, que consistem numa série de exercícios pensados para mostrar e perceber o comportamento e performance do protótipo.

No evento final, aspetos como aceleração, travagem, manuseamento e durabilidade são avaliados, mas também, a industrialização, o nível financeiro, ergonomia do protótipo, a sua estética, manutenção, *design* inovador e fiabilidade(1).

1.3 A equipa Motochanics UA- Fundação do Desporto

A equipa Motochanics UA- Fundação de Desporto é uma equipa sediada na Universidade de Aveiro, no Departamento de Engenharia Mecânica. Ambiciona ser uma equipa universitária de referência no motociclismo nacional e internacional. A sua missão é dar a oportunidade aos estudantes da Universidade de Aveiro de desenvolverem a área de desporto motorizado, nomeadamente o motociclismo (Figura 1.2).



Figura 1.2 - Lógotipo da equipa.

Esta equipa compromete-se a desenvolver a sua atividade de uma forma responsável e transparente, contando com o comprometimento de todos os membros em fazer cumprir as satisfações e aspirações dos *stakeholders*. Pretendem ter um forte espírito de camaradagem para que os membros mais experientes transmitam os seus conhecimentos aos membros menos experientes, de forma a ser uma organização cada vez mais competitiva.

1.4 Enquadramento histórico

O primeiro motociclo foi introduzido em 1867 por um ferreiro chamado Pierre Michaux e pelos seus filhos, embora muitos defendam existirem invenções anteriores a esta. O principal objetivo desta invenção era reduzir o esforço humano na locomoção de um velocípede, melhorando a performance e o conforto das viagens, tendo então montado um motor a vapor num velocípede. Em termos do chassis em si era apenas uma estrutura feita de tubos de aço sem suspensões nem pneus, pois ainda não tinham sido inventados (Figura 1.3) (2),(3).



Figura 1.3 – O motociclo de Pierre Michaux.(20)

Nos anos seguintes a indústria decidiu intervir e criar os seus próprios designs adaptando o chassis do velocípede. Chegando à conclusão que a geometria dos velocípedes não estava ao nível da desempenho que o motor a vapor podia oferecer, adotaram o *design* dos quadros para o estilo “*safety bike*” em forma de diamante, feito em tubos de aço, algo similar a alguns quadros atuais (2)(4).

Em 1884 deu-se a primeira tentativa de comercialização de uma bicicleta com autopropulsão, de Edward Butler com o *Butler Petrol Cycle*, que não venceu. Um ano depois surge também o *Petroleum Reitwagen* (“*riding car*”), criado por Gottlieb Daimler e Wilhelm Maybach, um veículo que “fugia” do típico *design* das bicicletas da época. Foi o primeiro motociclo a testar um motor de combustão interna a gasolina, e não utilizava nenhum princípio das dinâmicas de motociclos, que só apareceriam 70 anos depois(Figura 1.4) (4).

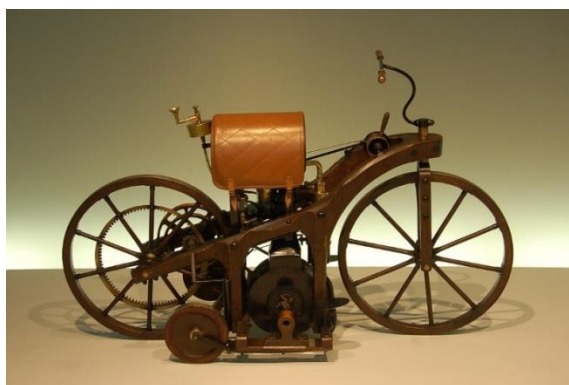


Figura 1.4 - Réplica Petroleum Reitwagen (21)

A industrialização e a comercialização da chamada de “*Motorrad*”, que significa motociclo em alemão (Figura 1.5), iniciou-se apenas em 1894, com a Hildebrand & Wolfmüller.

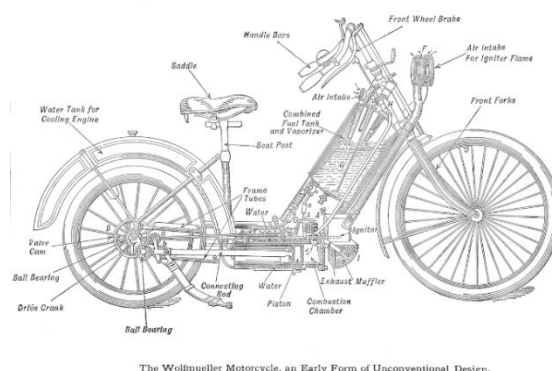


Figura 1.5 - Motociclo Hildebrand & Wolfmüller (22)

A título de curiosidade, foi patenteado em 1895, um motociclo por Ogden Bolton Jr, nos Estados Unidos da América, cujo o esboço era elétrico, o que demonstra que os veículos elétricos nasceram paralelamente aos motores de combustão interna (Figura 1.6).

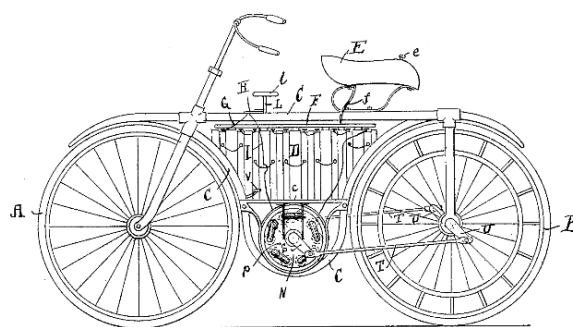


Figura 1.6 - Desenho patenteado de Ogden Bolton Jr. (23)

No início do século XX, a indústria de motociclos já se tinha instalado nos continentes Europeu e Norte Americano com as firmas: Norton, Triumph, Indian e Harley-Davidson. Havia muito interesse por parte dos fabricantes em desenvolver este conceito recente de motociclo, de forma a aumentar a quantidade, a rapidez de produção e a fiabilidade dos motociclos, havendo vários progressos no *design* destes principalmente por causa do desporto motorizado. A barreira que separava as bicicletas dos motociclos aumentou significativamente, pois começaram a ser utilizados motores maiores, rodas mais largas, para melhor controlo do motociclo, assim como, a utilização de quadros mais rígidos (Figura 1.7), (4).

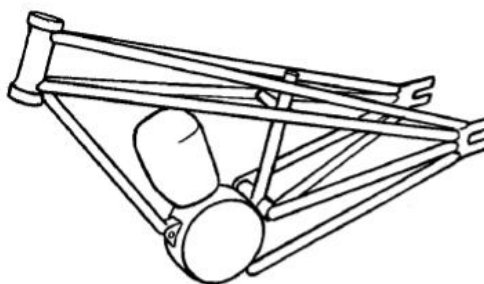


Figura 1.7 – Quadro triangulado (5)

Na Primeira Grande Guerra, o motociclo teve um papel fundamental, por ser pequeno, simples e mais barato de manter, em comparação com o automóvel, afirmando-se nos mercados mundiais. Como os consumidores se começaram a aperceber da falta de conforto dos motociclos, as firmas adaptaram, criaram e implementaram sistemas de suspensão frontal e traseira (*“trailing link”*, *“leading link”*, amortecedores, etc). A evolução dos quadros destas máquinas aproximou-as dos motociclos atuais. A BMW foi pioneira e implementou em 1939 o primeiro motociclo com suspensão telescópica sendo um dos tipos de suspensão mais utilizado nos dias de hoje. A Figura 1.8, ilustra os diferentes tipos de suspensão existentes na altura, designados *Girder*, telescópico, *leading-link* e *trailing-link*(5), respetivamente (2).

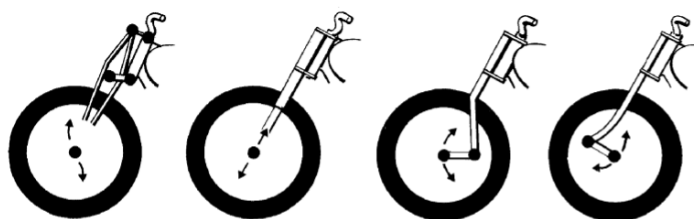


Figura 1.8 – Diferentes tipos de suspensão dianteira (5)

Após o término da Segunda Grande Guerra e até ao final da década de 60, os construtores europeus e norte-americanos, dominavam as tecnologias de ponta dos motociclos. Sempre que um novo motociclo era lançado era símbolo de um novo marco em termos de potência, estilo e fiabilidade. Foi neste momento da história que mais avanços tecnológicos e ideias eram aplicadas a motociclos na tentativa de angariar mais consumidores, havendo o cuidado de criar vários tipos de motociclos adequados a diferentes realidades e situações. Relativamente aos quadros, estes eram cada vez mais

diversificados, havendo mais tipos sem serem tubulares e em forma de diamante, sendo utilizados por exemplo quadros em vigas metálicas e até mesmo em monobloco, tal como a OSSA Grand Prix 250cc, que contemplava um monobloco de magnésio que tinha como função ser o chassi do motociclo e depósito de gasolina (Figura 1.9)(4),(5).



Figura 1.9 - OSSA Grand Prix 250cc (24)

Na década dos anos 70, construtores japoneses como a Honda, principalmente, introduziram no mercado motocicletas com motores sofisticados, mais rentáveis na construção e mais fiáveis do que os já existentes. Os construtores japoneses, embora não contribuíssem de forma pioneira para os quadros do motociclo, até à data, viriam a conquistar uma grande quota do mercado mundial e de relevância, nos anos seguintes.

Até esta data utilizavam-se diferentes tipos de quadros, como os treliça em aço ou alumínio soldado, em berço, “*backbone*” (espinha dorsal), viga, monobloco, “*stressed engine*” (motor tensionado) e, nos anos 80, viria a surgir uma das evoluções mais significativas dos tipos de quadro existentes: a dupla viga de alumínio. Este quadro inovador em alumínio foi inventado por António Cobas em 1982, e ainda é utilizado em motocicletas de alta performance nos dias de hoje devido à sua leveza e resistência mecânica (Figura 1.10) (4),(5).



Figura 1.10 – 1º Protótipo em dupla viga de alumínio feito por António Cobas (25)

O desenvolvimento dos quadros, atualmente impulsionado pela evolução tecnológica, regista-se ao nível do design e da manufatura. Novos materiais e processos estão na base do desafio tecnológico para a produção em massa de quadros e materiais compósitos, principalmente em fibra de carbono, ou em estruturas tipo favo de mel. Estes materiais pelas suas características mecânicas e a possibilidade de reforçar localmente as estruturas sem adição de material extra, reduzem o peso e a utilização de matérias-primas (Figura 1.11) (6).



Figura 1.11 - Quadro Yamaha® DeltaBox (26)

Os quadros em fibra de carbono não são algo recente, já existem desde os anos 1990, mas só mais recentemente é que se está a conseguir criar quadros em maiores números feitos em compósitos, tal como o caso da BMW HP4 Race (Figura 1.12)(6).

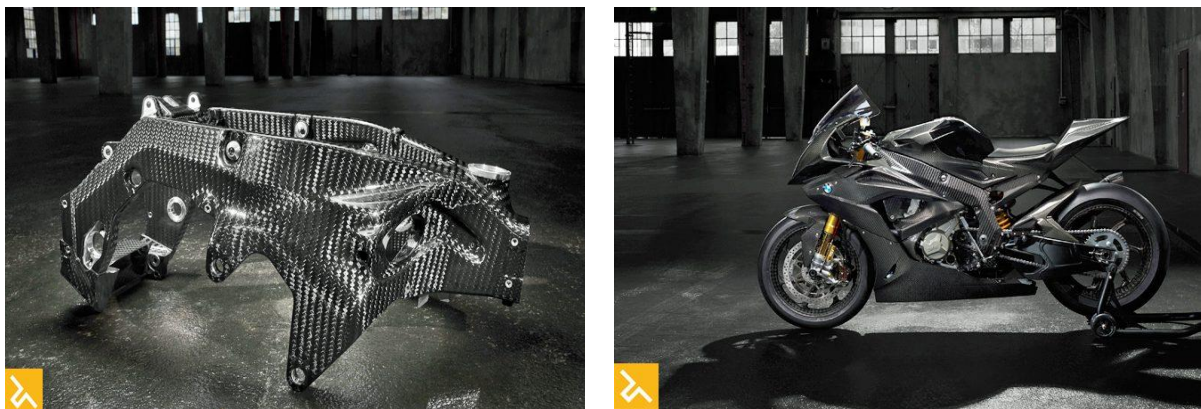


Figura 1.12 - Quadro em monobloco (esquerda) da modelo BMW HP4 Race (direita)(27)

1.5 Os vários tipos de quadros

Neste subcapítulo serão abordados os diferentes tipos de quadro e diferentes funções adequadas a cada um.

1.5.1 Função

As funções principais de um quadro de um motociclo são divididas em dois tipos: componente estática e componente dinâmica. Quanto às funções estáticas de um quadro, estes devem suportar o peso do(s) ocupante(s), o motor, a transmissão e os tanques de gasolina e óleo, caso existam. Quanto à parte dinâmica este deve suportar e garantir, uma direção precisa, bom contacto com a superfície, manobrabilidade e conforto ao(s) ocupante(s).

Para um motociclo ter uma direção precisa, o quadro deve ser capaz de resistir a torções e flexões para manter as suas rodas nas posições desejadas, ou seja, a coluna de direção deve estar sempre no mesmo plano do plano central da roda traseira. Isto independentemente da potência que está a ser transmitida para a roda locomotora, irregularidades no piso (lombas), de curvas e travagens.

A boa manobrabilidade é conseguida através de parâmetros como o posicionamento do centro de gravidade, o peso total do motociclo, a rigidez de toda a estrutura e dos seus componentes estruturais (quadro, braço oscilante, etc.), a dimensão dos pneus e dos momentos de inércia das rodas e do sistema completo. O que caracteriza um motociclo com boa manobrabilidade é ser simples de guiar, ser confortável para o condutor e reduzir a fadiga do condutor. Óbvio que o conforto na condução também depende das suspensões e da sua geometria, melhorando a manobrabilidade.

Cada quadro é um caso. Um quadro para um motociclo deve ser sempre projetado e dimensionado para o seu propósito, dependendo dos materiais de construção disponíveis e do custo para o cliente (2)(4)(5).

1.5.2 Tipos de Quadros Atuais

1.5.2.1 Scooter

Como é conhecido as scooters são concebidas para serem simples de utilizar, trabalharem com baixas potências, terem boa manobrabilidade em espaços pequenos e

capazes de carregar coisas entre o assento e a coluna de direção. Como tal, os quadros são muito distintos dos restantes, apresentam menor rigidez estrutural, são mais frágeis e por norma mais pesados. Costumam ser construídos em tubos de aço para tornar a construção mais económica.(Figura 1.13) (3–5).



Figura 1.13 - Quadro de uma Scooter (28)

1.5.2.2 Berço (*single cradle*)

É o tipo de quadro mais simples que existe, pois consiste em ter um único tubo frontal que vai desde a coluna da direção, passando pela parte inferior do motor e voltando a reencontrar-se, com o tubo principal, mais atrás. Este tipo de quadro é utilizado em motociclos com pequenos motores monocilíndricos, para motociclos todo-o-terreno. Por norma, estes quadros são fabricados em tubos de aço (Figura 1.14) (3–5).

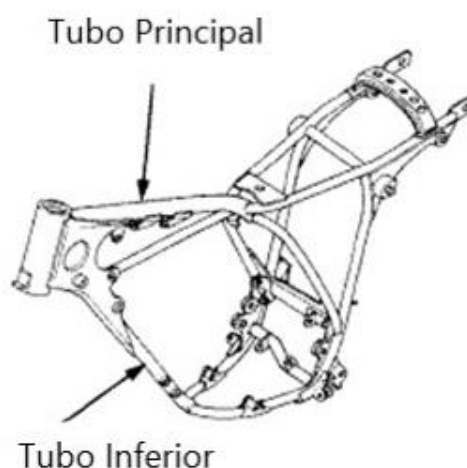


Figura 1.14 - Berço (Single Cradle) (4)

1.5.2.3 Berço duplo (*double cradel*)

Trata-se de uma evolução do quadro em Berço, a única diferença está na utilização de dois tubos que ligam o pescoço do quadro ao motor e de volta ao tubo principal em vez de se utilizar apenas um, conferindo mais apoio ao motor.

Este tipo de quadro é utilizado em motocicletas personalizadas e motocicletas simples de estrada com potências um pouco mais consideráveis, do que os tipos de motos que utilizam os quadros falados anteriormente. É um quadro que oferece um bom compromisso entre rigidez, durabilidade e leveza, embora estas características sejam melhores noutro tipo de quadros, como os de perímetro.

Atualmente são utilizados tubos de aço ou alumínio para fabricar este tipo de quadros (Figura 1.15) (3–5).



Figura 1.15 - Berço (*Double Cardle*) (29)

1.5.2.4 Espinha dorsal (*backbone*)

Não é um quadro muito utilizado nos dias de hoje. Consiste numa viga principal, tubular ou não, que suporta o motor e liga a coluna de direção até à traseira.

É um tipo de quadro que permite grande flexibilidade e ficar oculto dentro do motociclo. São quadros de baixo custo de fabrico e geralmente são utilizados em motocicletas do género *Naked* e todo-o-terreno (Figura 1.16) (3–5).



Figura 1.16 - Espinha dorsal (Backbone) (30)

1.5.2.5 Perímetro ou dupla viga (*twin beam/ twin spar*)

São quadros que mantêm a sua integridade perante grandes potências e são muito utilizados em motociclos de grande potência. Consistem num conjunto de vigas que ligam a coluna de direção até ao pivot do braço oscilante. O motor é montado no quadro como uma peça de suporte, para oferecer mais rigidez, reduzindo, a flexão e a torção significativamente.

Normalmente, são fabricados em alumínio forjado, obtido a partir de chapas ou em perfis extrudidos, embora também se utilize titânio, magnésio e fibra de carbono em algumas motos de competição.

Este tipo de quadros é dos melhores que existem na atualidade, e daí serem muito utilizados(Figura 1.17) (3–5).



Figura 1.17 - Perímetro ou dupla viga (31)

1.5.2.6 Treliça

O quadro em treliça utiliza os mesmos princípios que os quadros do tipo perímetro ou de viga dupla pois obtêm-se valores equivalentes de rigidez estrutural e de forças suportadas.

O objetivo deste tipo de quadro é formar uma estrutura que vai da coluna de direção até ao eixo do braço oscilante em torno do motor, numa configuração de triângulos. Normalmente este tipo de quadro é fabricado em pequenas secções de alumínio ou aço soldados.

Este tipo de estrutura oferece uma solução leve, rígida e capaz de aguentar esforços maiores em comparação com os quadros de dupla viga, mas são mais complexos no fabrico, pois necessitam de um planeamento mais exaustivo para o corte dos tubos e as soldaduras de cantos apertados (Figura 1.18) (3–5).



Figura 1.18 – Quadro em treliça (32)

1.5.2.7 Diamante

É composto por uma parte superior, em viga ou em perfil tubular, mais forte, e por pequenos apoios que seguram o motor ao quadro. Este tipo de quadro permite que haja uma grande liberdade de *design*, pois quase não obstrui nenhum elemento do motociclo.

O quadro em diamante, normalmente, é construído em aço tubular e é utilizado em motos tipo *Naked* ou todo-o-terreno. Apresentam-se como quadros simples e baratos de fabricar, mas tal como os quadros em treliça, envolvem um planeamento mais exaustivo de fabrico(Figura 1.19) (3–5) .

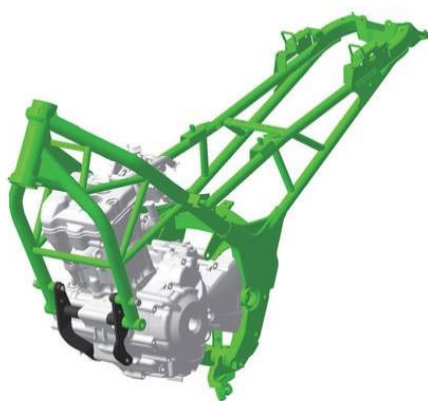


Figura 1.19–Quadro em diamante (33)

1.5.2.8 Monobloco

Um quadro em monobloco consiste numa peça única que suporta os apoios traseiros, o tanque de gasolina e a cauda, transformando-os, ao mesmo tempo, em elementos estruturais através da parte externa do quadro.

Têm propriedades mecânicas muito boas (rigidez e peso) e são, quase exclusivamente, utilizados em motos de alta competição e não em motociclos de estrada. Trata-se de um quadro com produções muito baixas, por causa dos custos de fabrico, pois são normalmente fabricados em fibra de carbono, embora nos primórdios eram fabricados em alumínio(Figura 1.20)(2,5).



Figura 1.20 - Quadro em monobloco (34)

1.5.2.9 Omega

É uma solução particular e rara, mas consiste numa estrutura que segura o motor e liga o braço oscilante dianteiro ao traseiro. Necessita, no entanto, de um suporte adicional para segurar o guidador e o sistema de direção. A direção deste tipo de motocicletas é efetuada através de um conjunto de tirantes.

Em termos de projeto e dimensionamento de um quadro deste tipo, é relativamente simples, mas necessita de uma atenção especial no conjunto frontal do motociclo (tirantes de direção, braço oscilante, etc.) (Figura 1.21) (2,5).



Figura 1.21 – Quadro tipo Omega (35)

1.6 Resumo dos diferentes tipos de quadro

Em modo de resumo, a tabela seguinte qualifica cada tipo de quadro anteriormente descrito entre vários fatores preponderantes para a escolha do tipo de quadro que irá ser utilizado no projeto (tabelas 1 e 2):

Tabela 1.1 - Avaliação dos quadros

<i>Tipo de quadros</i>	<i>Materiais (mais comuns)</i>	<i>Facilidade do projeto</i>	<i>Custo de produção</i>	<i>Facilidade de produção</i>	<i>Peso do produto</i>	<i>Rapidez de produção</i>	<i>Propriedades mecânicas</i>	<i>Adequação ao projeto</i>
<i>Scooter</i>	Aço							
<i>Berço</i>	Aço							
<i>Duplo berço</i>	Aço Alumínio							
<i>Espinha dorsal</i>	Aço							
<i>Dupla viga</i>	Alumínio Magnésio Titânio Fibra de Carbono							
<i>Treliça</i>	Alumínio Aço							
<i>Diamante</i>	Aço							
<i>Monocoque</i>	Alumínio Fibra de carbono							
<i>Omega</i>	Alumínio Aço							

Tabela 1.2 - Explicação das cores apresentadas na tabela 1.1

Excelente	
Bom	
Aceitável	
Mau	

1.7 Instalação do motor no quadro

Existem duas formas de acoplar o motor a um motociclo:

- Montagem rígida;
- Montagem flexível;

1.7.1 Montagem rígida

O motor, neste tipo de montagem, tem como função acessória, sem excluir a sua função primária, de gerar a potência a transmitir à roda, fornecer rigidez estrutural ao quadro, à torção e à flexão.

Com esta configuração, o motor e o quadro ficam unidos, passando as vibrações diretamente do motor para o quadro, o que pode tornar-se desconfortável para o(s) ocupante(s).

Nesta configuração, o motor deve ser seguro em dois ou três apoios no mínimo, ao quadro, existindo três possíveis configurações(2)(5).

1.7.1.1 Dois apoios de motor

Usado, normalmente, em motociclos todo-o-terreno, consiste em ter o pivot do braço oscilante como ponto de apoio também do motor, havendo outro apoio na parte frontal do motor (Figura 1.22) (2).

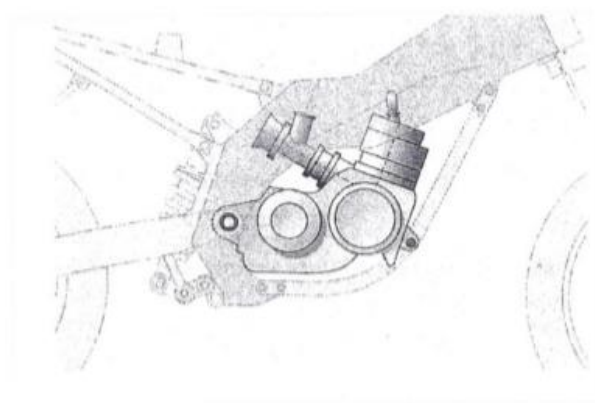


Figura 1.22 - Montagem com 2 apoios com motor (2)

1.7.1.2 Três apoios de motor

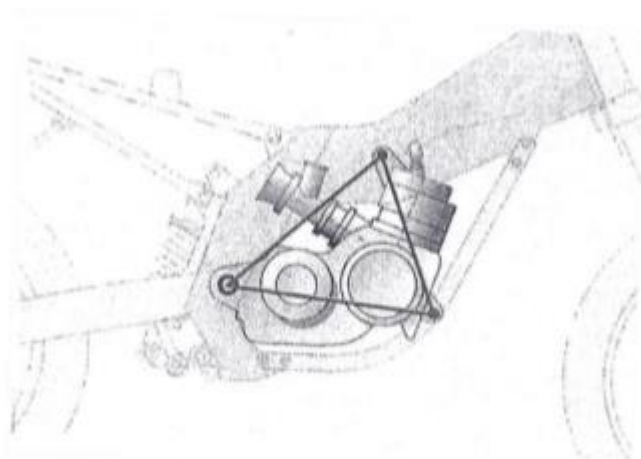


Figura 1.23 - Montagem com 3 apoios com motor (2)

Para melhorar a rigidez de toda a estrutura pode ser adicionado um outro ponto de ancoragem do motor, no seu topo. Com esta configuração é formado um triângulo, restringindo o movimento do motor em relação ao quadro, facto que altera os modos de vibração da estrutura(Figura 1.23) (2).

1.7.1.3 Três apoios em estrutura aberta

Comparando com a solução anterior, neste caso a diferença passa por ter dois apoios na traseira do motor, independente do *pivot* do braço oscilante e do apoio superior. O motor continua a ser usado como corpo rígido que ajuda a melhorar as propriedades do quadro (Figura 1.24) (2).

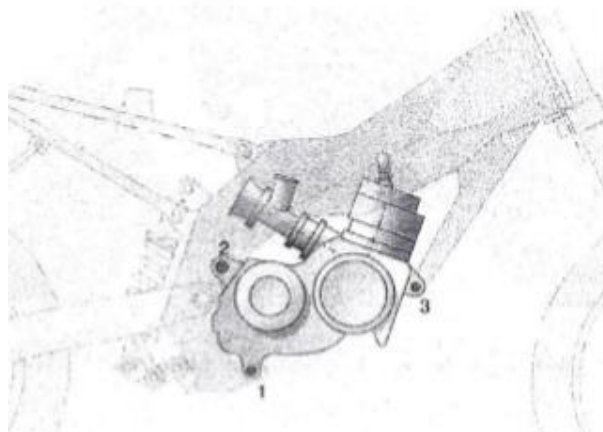


Figura 1.24 - Montagem com 3 apoios em estrutura aberta (2)

1.7.2 Montagem flexível

O objetivo deste tipo de montagem contempla apenas pelo conforto. O motor é apoiado ao quadro por suportes flexíveis, como borracha, para impedir propagação de vibrações do motor para a estrutura. A rigidez estrutural não é idêntica às soluções anteriores e deve ser cuidadosamente implementada de forma a que os apoios flexíveis só sejam montados nas áreas de maiores vibrações (Figura 1.25) (2).

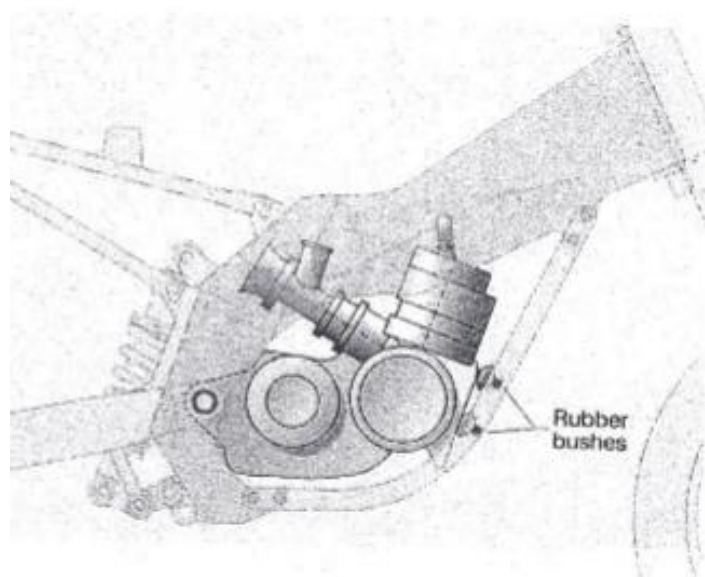


Figura 1.25 – Montagem flexível (2)

1.8 Elementos geométricos de um motociclo e a sua importância

A geometria da estrutura de um motociclo determina a rigidez global, a aerodinâmica, a posição de condução e o conforto, no entanto, afeta a manobrabilidade e a rapidez com que o motociclo responde a um *input* do condutor. Os quadros são sempre desenhados de forma a serem rígidos lateralmente para que o piloto consiga transmitir força para as rodas da forma mais eficiente possível e o motociclo consiga fletir verticalmente e absorver esforços do piso (Figura 1.26).

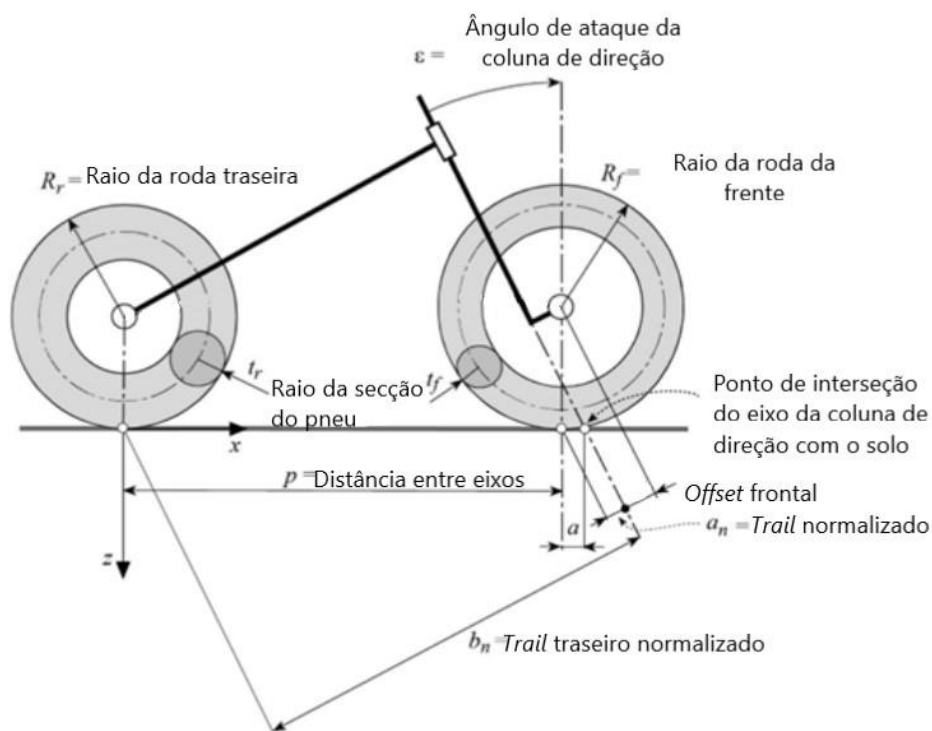


Figura 1.26 – Parâmetros geométricos de um motociclo(7)

A distribuição de massa e a geometria do quadro são características que influenciam, significativamente, a estabilidade do motociclo e são parâmetros que devem ser bem analisados e pensados de forma a atribuir as características necessárias para o tipo de trabalho que o motociclo vai ser alvo.

Os parâmetros geométricos principais que descrevem um motociclo, medidos com o motociclo na posição vertical e o ângulo de direção e do guiador a zero graus, são: distância entre eixos (p), o ângulo de ataque da coluna de direção (ϵ) e o *trail* (a), visível na figura anterior.

Todos estes parâmetros influenciam decisivamente o tipo de comportamento e manobrabilidade que o motociclo terá, mas não é prático examinar um parâmetro geométrico independente dos outros, pois estão todos fortemente ligados. No entanto, adiante será analisado cada parâmetro separadamente de forma a que se entenda a influência de cada um no comportamento dinâmico e cinemático de um motociclo (2,5,7).

1.8.1 Distância entre eixos

A distância entre eixos, tal como o nome indica, é a distância medida, com um motociclo na posição de circulação com um ângulo de direção do guiador nulo, entre os pontos de contacto dos pneus no solo.

A distância entre eixos é importante para a estabilidade do motociclo, tanto em curva, como em movimento retilíneo. Num motociclo, quanto maior o valor da distância entre eixos, maior será a deformação por torsão e flexão do quadro, o que fará reduzir a manobrabilidade, ou seja, é mais difícil de fazer curvas apertadas, assim como mudanças repentinas de direção. Consequentemente, irá ser necessário um esforço adicional no guiador para curvar tendo considerado que os restantes parâmetros se mantêm fixos.

Por outro lado, o aumento da distância entre eixos irá tornar o motociclo mais estável, tanto em travagem, como em aceleração, pois a transferência de massa da roda da frente para a roda traseira e vice-versa é menor. O motociclo torna-se mais estável às irregularidades da estrada, reduzindo o movimento de rotação segundo o eixo da perpendicular com o plano da estrada. Por fim, irá aumentar a estabilidade direcional do motociclo.

Para um motociclo de cilindrada de 250cc, os valores típicos adotados costumam rondar o 1350 mm, mas como será necessário adaptar o motociclo a várias pistas e tipos de prova, este valor não será fixo e será ajustável na escora, através dum afinador, visto ser um parâmetro decisivo no bom desempenho do motociclo em curva.

Para um motociclo ser ágil e estável ao mesmo tempo, este deve ser desenhado com a menor distância entre eixos possível sem comprometer a estabilidade do motociclo em demasia.

Por fim, quanto à distância entre eixos, esta é também responsável por definir a linha de transferência de massa dum motociclo e, consequentemente, a linha de agachamento. A linha de transferência de massa é definida por dois pontos, sendo o primeiro no ponto de contato da roda traseira com o solo e o segundo no topo da roda da frente que faz um ângulo, com a horizontal (τ). A linha de agachamento é uma linha composta igualmente por dois pontos, que começa no mesmo sítio que a anterior e passa pelo ponto A. Esse ponto A é determinado pela interseção da reta que liga o pivot da escora ao centro da roda traseira e a linha superior da corrente. Esta reta forma o ângulo σ , com a horizontal, tal como é possível visualizar na Figura 1.27.

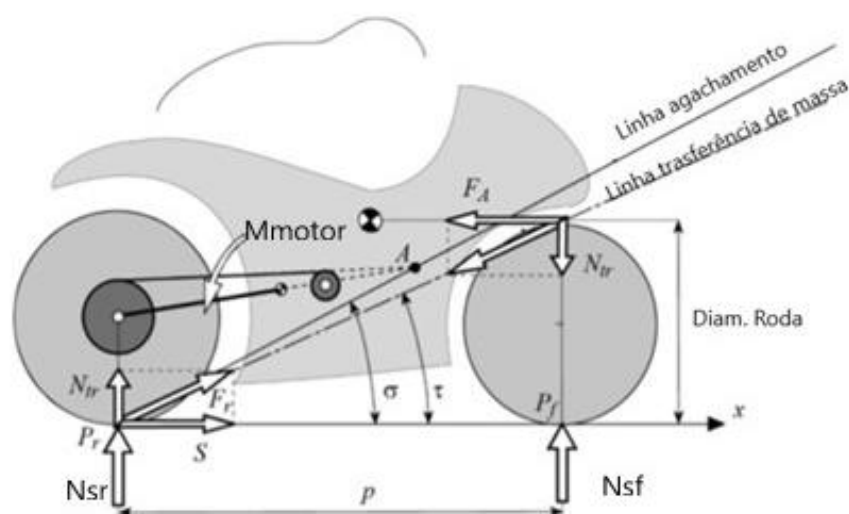


Figura 1.27 – Linha de transferência de massa(7)

Normalmente o ângulo τ é menor que o ângulo σ , o que faz a suspensão traseira esticar aquando de aceleração, para contrariar este efeito e aproximar os ângulos são usadas escoras de maiores comprimentos(5,7).

1.8.2 Ângulo de ataque da coluna de direção e *trail*

O ângulo de ataque da coluna de direção (*caster angle*), juntamente com o *trail*, são deveras importantes, pois definem as características geométricas da coluna de direção.

Este ângulo varia de acordo com o tipo de utilidade que se pretenda dar ao motociclo que se está a projetar. Pequenos ângulos de inclinação do pescoço do quadro irão aumentar as tensões na montagem frontal (suspensão frontal), principalmente durante as travagens, aumentando as deformações e vibrações na frente do motociclo. O ângulo varia de acordo com o tipo de motociclo: desde 19° nos motociclos tipo *speedway*, a $21-24^\circ$ para motociclos de competição, até $27-34^\circ$ para motociclos tipo *touring*. A grande maioria tem ângulos entre os 22° e os 29° (7).

O valor deste ângulo está interligado ao *trail* proporcionalmente, quanto maior o valor do ângulo de ataque da cabeça do quadro (ϵ), maior será o valor do *trail*. O valor do *trail* também é fortemente ligado à distância entre eixos. Para promover uma boa

manobrabilidade, as propriedades da suspensão da frente (*offset* da suspensão frontal) e o diâmetro da roda da frente, são igualmente importantes.

Num motociclo o valor de *trail* pode ser identificado como mostrado na Figura 1.28:

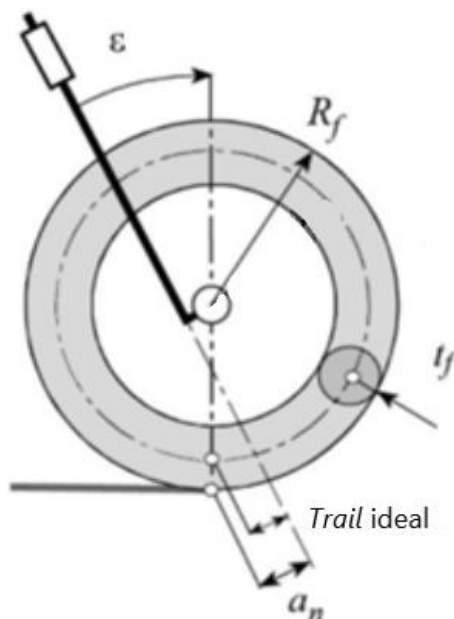


Figura 1.28 - Trail ideal(7)

A principal função do *trail* é dar estabilidade à direção e é muito importante nos instantes iniciais, em que o motociclo se começa a inclinar para o interior de uma curva.

No desenvolvimento de um motociclo este deve ser sempre pensado de forma a ter um valor de *trail* positivo, embora existam ocasiões nas quais se possam tornar negativos, tal como passar por cima de uma lomba na estrada. Um valor negativo de *trail* é nefasto, pois amplifica os valores das forças laterais que atuam na roda da frente causando graves instabilidades em curva (7).

Pequenos valores de *trail* geram pequenos momentos de alinhamento provocados pelas forças laterais de fricção, o que torna o sistema de direção muito sensível a irregularidades na estrada ou na pista (7).

As forças laterais que atuam num motociclo, tanto na roda da frente como na traseira, criam momentos em torno do pescoço de direção proporcionais às distâncias a_n (*trail* normal frontal) e b_n (*trail* traseiro normal) que são dependentes do ângulo de ataque da suspensão frontal, assim como da distância entre eixos apresentadas nas expressões(1.1) e (1.2):

$$a_n = a \cos \varepsilon \quad (1.1)$$

$$b_n = (p + a) \cos \varepsilon \quad (1.2)$$

Como método de comparação entre o *trail* frontal e traseiro, é comum utilizar o rácio de *trail* normalizado (R_n) na expressão (1.3):

$$R_n = \frac{a_n}{b_n} \quad (1.3)$$

Para beneficiar a manobrabilidade a baixas velocidades num motociclo, o rácio de *trail* normalizado terá que ser pequeno, reduzindo os esforços do piloto em manobrar a mota. Um exemplo prático desta utilização são as *scooters*, pois são desenhadas para que possam manobrar a baixa velocidade e em espaços apertados. Para tal, são utilizados valores de *trail* baixos, ou seja, um rácio R_n baixo. Os valores do rácio do *trail* normalizado (R_n) para um motociclo de competição ronda os 6% (7).

Contudo este rácio deve também ter em conta a distribuição de massa em ambas as rodas, pois um motociclo com uma carga frontal (N_f) superior à traseira (N_r) necessita dum *trail* menor. Como tal, a distribuição de massa nas duas rodas deve ser tida em conta pela expressão traduzida na seguinte expressão ((1.4):

$$R_{n \text{ corrigido}} = \frac{a_n}{b_n} \times \frac{N_f}{N_r} \quad (1.4)$$

As variações do valor da distância “a” podem ser feitas de diversas formas, tal como é representado na Figura 1.29.

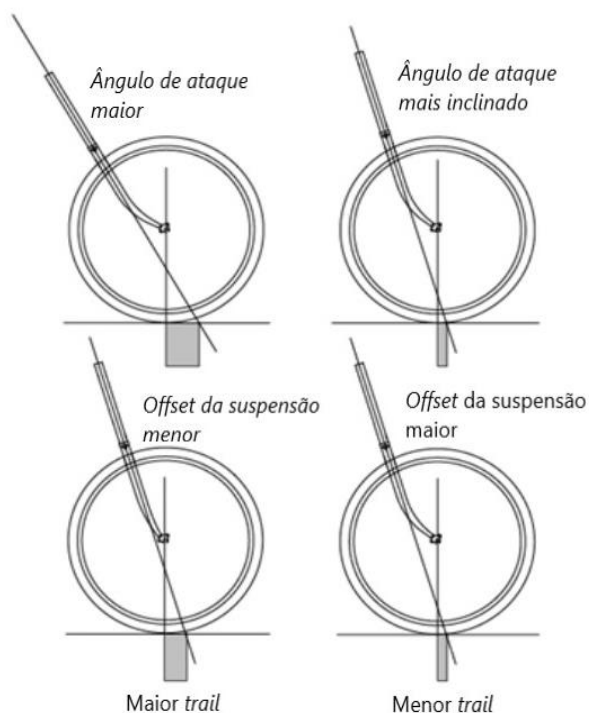


Figura 1.29 - Figura representativa das alterações do trail(2)

Os valores do *trail* normalmente utilizados para motocicletas de competição rondam os 75 a 90 mm, valores entre os 90 e os 100 mm para motocicletas do tipo *touring* e valores superiores a 120mm para motocicletas totalmente *touring* (7),(5).

1.8.3 Centro de gravidade

O centro de gravidade influencia de forma acentuada o comportamento dinâmico de um motociclo. A sua localização depende inteiramente da colocação de todos os componentes do motociclo, tais como, o motor, radiador, tanque de gasolina, rodas, suspensões, entre outros. Na construção do quadro para um motociclo, uma das peças mais importantes que requer maior atenção quanto à sua posição é o motor. O motor normalmente representa cerca de 25% a 35 % da massa total do motociclo, o que torna importantíssimo a sua localização na estrutura.

Por norma, o centro de gravidade dum motociclo é calculado a partir da seguinte expressão de distribuição de cargas nas rodas, em condições estáticas, segundo percentagem (1.5):

$$\frac{\% \text{ carga frontal}}{\% \text{ carga traseira}} = \frac{N_{sf}/mg}{N_{sr}/mg} = \frac{b/p}{(p - b)/p} \quad (1.5)$$

Por norma, os motociclos destinados à competição têm uma distribuição de cargas superiores na roda da frente 50-57%, 43-50% atrás, ou seja, um centro de gravidade localizado mais perto da frente do motociclo (7).

Se o centro de gravidade for movido para a frente do motociclo, o efeito conhecido por “cavalinho” (levantar a roda da frente de um motociclo) será mais difícil, pois torna-se mais fácil transmitir potência para o chão, visto que um motociclo tem tração traseira. A altas velocidades os efeitos aerodinâmicos são parcialmente compensados, evitando levantar a roda da frente, daí os motociclos de competição adotarem configurações deste género. Durante a travagem existe uma maior possibilidade de a roda traseira levantar totalmente do chão e em caso extremo de enrolar a mota para frente (7).

Quando a carga é maioritariamente distribuída na roda traseira, os efeitos são contrários. Existe um poder maior de travagem, mas aumenta a possibilidade de o motociclo levantar a roda dianteira e causar o fenómeno do “cavalinho” com maior facilidade. Motociclos de grande potência que atingem velocidades exorbitantes em pista necessitam duma distribuição de massa superior na roda da frente. Embora no caso em estudo, seja preferível uma distribuição de 50-50%, para tirar partido dum motociclo equilibrado, tanto em aceleração, como em travagem (7).

Outro fator a ter em atenção é o centro de gravidade do piloto comparado com o centro de gravidade do motociclo (Figura 1.30).

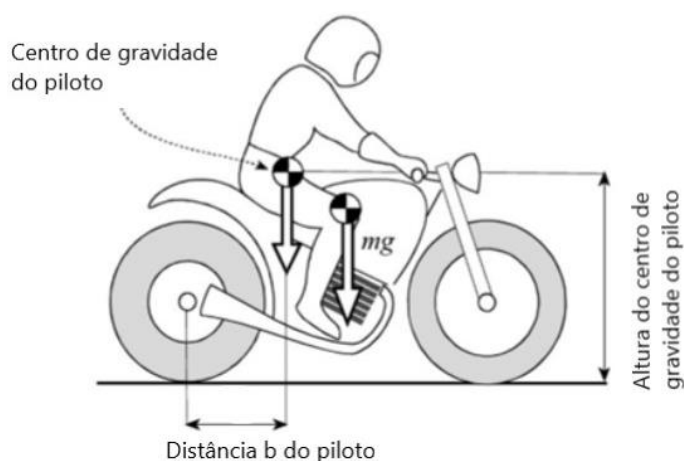


Figura 1.30 - Descrição dos centros de massa do piloto e motociclo (7)

O rácio b/p (rácio entre a distância do centro de massa até ao eixo traseiro sobre a distância entre eixos) de um motociclo sem um piloto varia entre 0.35 e 0.51, sendo o valor mais pequeno associado a scooters. A posição do piloto faz mover o centro de gravidade geral em direção à traseira do motociclo, por isso deve ser compensado no cálculo das distribuições de carga das rodas frontal e traseira (7).

A altura do centro de gravidade em relação ao solo também é importante e está dependente do coeficiente de tração entre os pneus e a estrada ou pista. É preferível ter um centro de gravidade mais alto em condições de aderência reduzidas para melhorar, tanto a eficiência de travagem como de aceleração. Em condições mais favoráveis de aderência, piso seco e em bom estado, é preferível ter um centro de gravidade mais baixo de forma a evitar que uma das rodas se eleve no ar, tanto em aceleração como em travagem.

Os valores típicos da altura do centro de gravidade de um motociclo variam entre 0.40 até 0.55m, sem a presença de um piloto, e 0.5 a 0.7m com a presença do piloto(5), (7).

A tabela 1.3 apresenta um quadro resumo das posições do centro de gravidade e respetivos efeitos no motociclo.

Tabela 1.3 - Quadro resumo dos centros de gravidade

Centro gravidade frontal	Efeitos de subviragem.
Centro de gravidade traseiro	Efeitos de sobreviragem.
Centro de gravidade alto	A roda frontal tende a levantar durante aceleração e a roda traseira tende a levantar durante a travagem.
Centro gravidade baixo	A roda traseira tende a escorregar durante aceleração e a roda da frente tende a escorregar em travagem.

No caso em estudo, o centro de gravidade deverá permitir ao motociclo ter um comportamento equilibrado, tanto em travagem como em aceleração de forma a que o piloto influencie a centro de gravidade global, de forma a obter o comportamento da moto que pretenda. Quanto à altura do centro de gravidade da estrutura deverá ser igualmente

equilibrado de forma a que o motociclo se possa comportar duma forma estável, tanto em piso seco como em piso molhado.

1.8.4 Momentos de inércia

O comportamento dinâmico de um motociclo depende da inércia do(s) ocupante(s) e do motociclo. Os momentos mais importantes da inércia são: de enrolamento (roll), de levantamento (pitch) e de guinada (yaw).

O momento de inércia de enrolamento (roll) influencia a velocidade a que o motociclo se inclina, por exemplo, a velocidade que um motociclo se consegue inclinar à entrada ou saída duma curva (Figura 1.31).

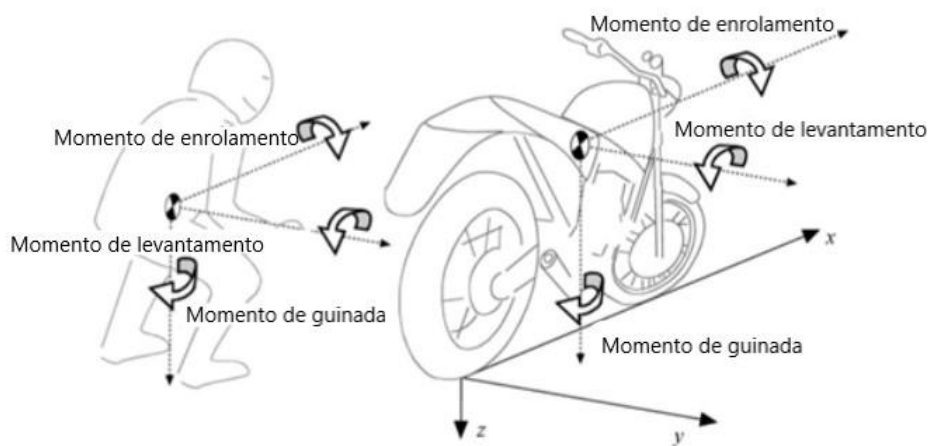


Figura 1.31- Diferentes momentos de inércia do piloto e do motociclo (7)

O momento de inércia de levantamento (pitch), influencia a manobrabilidade do motociclo. Um valor alto deste momento implica manobrabilidade reduzida, pois é mais difícil mudar de direção com o veículo. Este momento está associado a longas distâncias entre eixos.

O momento de inércia de guinada (yaw) é o momento mais relevante para a transferência de massa. Valores mais altos tornam mais difícil a transferência de massa da traseira para a frente e, conseqüentemente, a passagem de massa da frente para a traseira. Pequenos valores deste momento permitem uma transferência de massa, mais fácil, mas pode tornar-se perigoso pois, numa situação de travagem, por exemplo, pode levar a que a roda traseira saia do chão e o(s) ocupantes sejam projetados para a frente do motociclo. A tabela 1.4 indica os valores típicos de momentos de inércia de motociclos e pilotos (Tabela 1.4) (7).

Tabela 1.4 -Valores usuais dos momentos de inércia do piloto e motociclo

	Raio de giração do momento de enrolamento [m]	Raio de giração do momento de levantamento [m]	Raio de giração do momento de guinada [m]
Motociclo	0.18 - 0.28	0.45 - 0.55	0.41 - 0.52
Piloto	0.23 - 0.28	0.23 - 0.28	0.15 - 0.19

Capítulo 2. O protótipo

2.1 Elaboração do protótipo

Este projeto é destinado à equipa Motochanics UA- Fundação de Desporto, para a competição Motostudent 2107/2018. Para a competição e para a categoria Petrol, categoria inscrita, as equipas recebem algumas peças comuns de forma a minimizar custos e a aumentar a competitividade entre as diferentes equipas universitárias.

As peças comuns às várias equipas são:

- Um motor KTM RC250;
- Duas jantes 17" Marchesini M10RS KOMPE Moto3;
- Bombas de travão J.Juan;
- Um par de pneus Dunlop KR149M e KR133C.

Como a equipa irá estar presente pela segunda vez na competição, houve conhecimento adquirido e críticas ao protótipo da competição de 2015/2016, por pilotos profissionais e jornalistas que testaram o protótipo antigo. Todos os aspetos positivos e negativos foram tomados em consideração e serão integrados nesta segunda geração, sendo apresentado o protótipo anterior na Figura 2.1



Figura 2.1 - Protótipo da competição de 2016

Para o projeto do quadro foram recolhidos requisitos de potenciais clientes, que devem estar presentes no motociclo e consequentemente afetam as partes a serem projetadas:

- Segurança;
- Baixo peso;
- Boa agilidade, manobrabilidade;
- Estabilidade em curva;
- Estabilidade em acelerações e desacelerações;
- Estabilidade de condução em diferentes condições atmosféricas;
- Custos baixos de construção e manutenção;
- Cumprir os regulamentos da competição Motostudent 2017/2018;
- Fácil montagem;
- Máximo de afinações possíveis;
- Fácil de guiar.

De forma a organizar estes requisitos, a sua importância e as características técnicas que estarão presentes no produto final, foi elaborado uma casa da qualidade (como parte do QFD: *quality function deployment*), com a finalidade de relacionar todos os aspetos anteriores e correlacioná-los para prever quais as prioridades e objetivos que devem ser cumpridos de forma a entregar um produto de sucesso, com os meios disponíveis (Figura 2.2).

A matriz poderá ser consultada no ANEXO, sendo agora apresentado de forma sucinta, na escala de 1 a 5, a relevância de cada requisito da parte do cliente, sendo o 1 o menos relevante e o 5 imprescindível no produto (Figura 2.3):

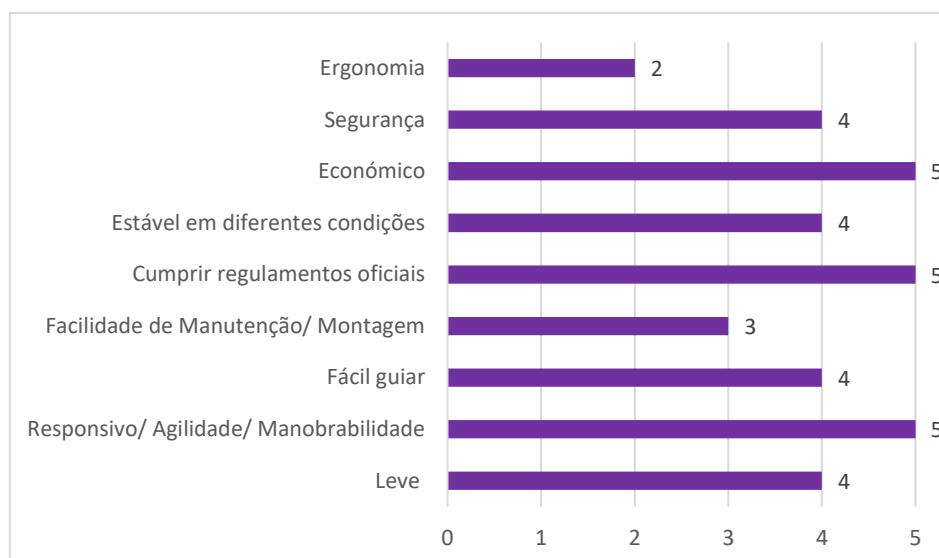


Figura 2.2 - Resumo da matriz de qualidade

Através da casa da qualidade é também possível ter uma priorização dos requisitos revista, correlacionando com a concorrência. Quanto à concorrência foi feita uma média de prioridades com os vários construtores de quadros e estruturas similares, da categoria Moto3. Embora estes pertençam a uma classe um pouco superior à qual este projeto se destina. O seguinte gráfico mostra o resultado revisto da priorização dos requisitos do cliente correlacionado com a concorrência (Figura 2.3).

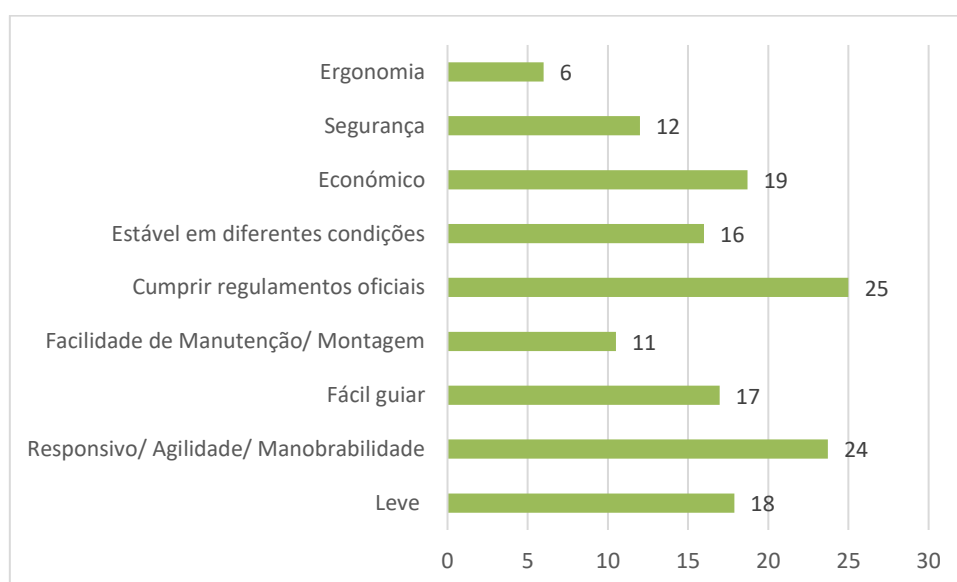


Figura 2.3 - Priorização revista

Por fim, o resultado final da matriz da casa da qualidade, que correlaciona as especificações do cliente a serem cumpridas, tendo em conta a priorização revista de requisitos do cliente está representada na Figura 2.4.

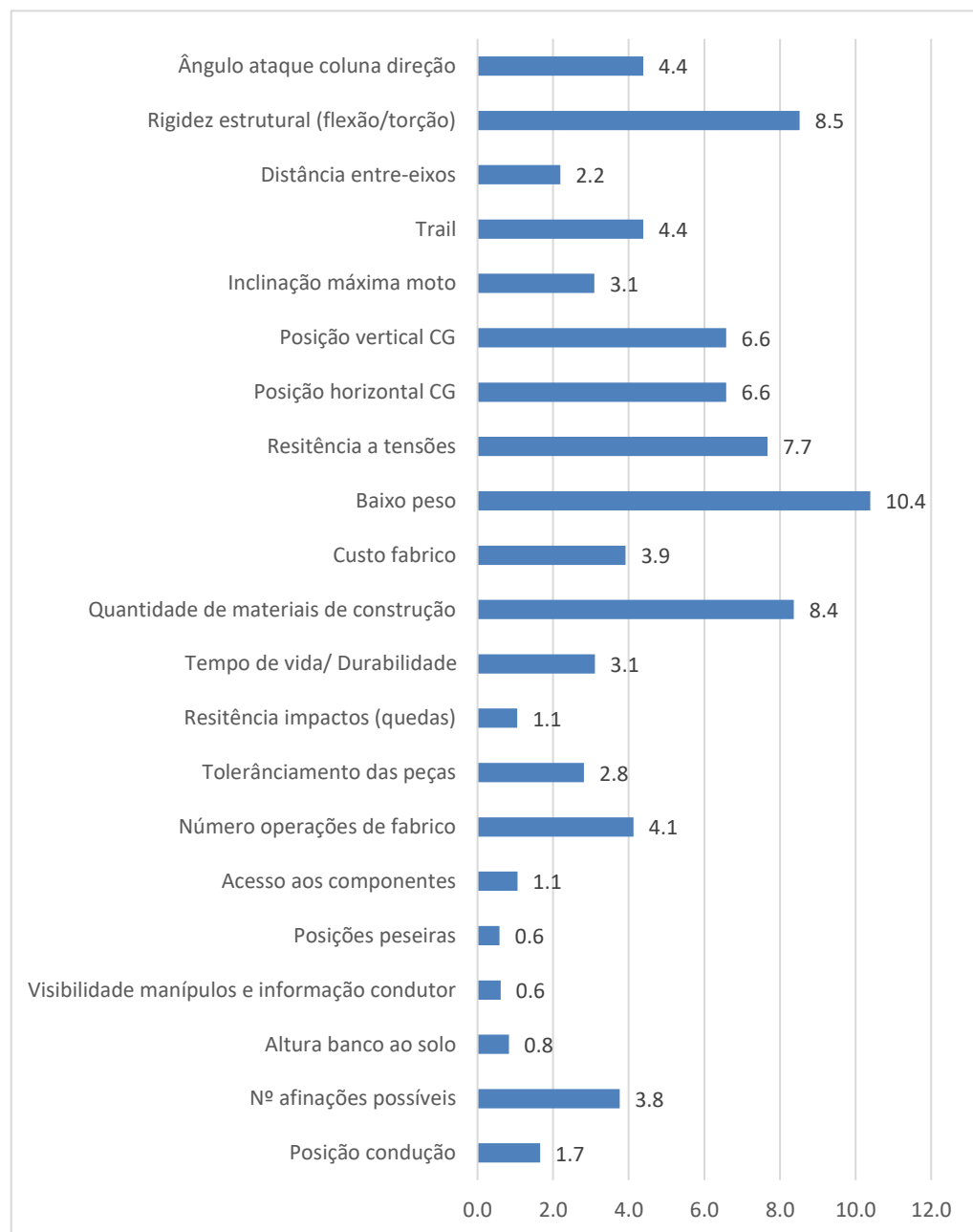


Figura 2.4 - Priorização das especificações

Analisando os resultados obtidos, verifica-se que as especificações mais requisitadas para satisfazer o cliente serão o baixo peso da estrutura, a obtenção da rigidez correta do quadro, diretamente proporcional à quantidade de matérias usada para o fabrico. Desta forma é possível considerar que são estes os três aspetos fundamentais do projeto.

Desdobrando a matriz da casa da qualidade obtemos a matriz do produto. Esta matriz serve para prever o quanto é que vai ser dedicado a cada componente, e será descrito o quão importante é esse componente dentro do todo, que irá compor o meu produto, o quadro da mota (Figura 2.5). A matriz do produto encontra-se em ANEXO.

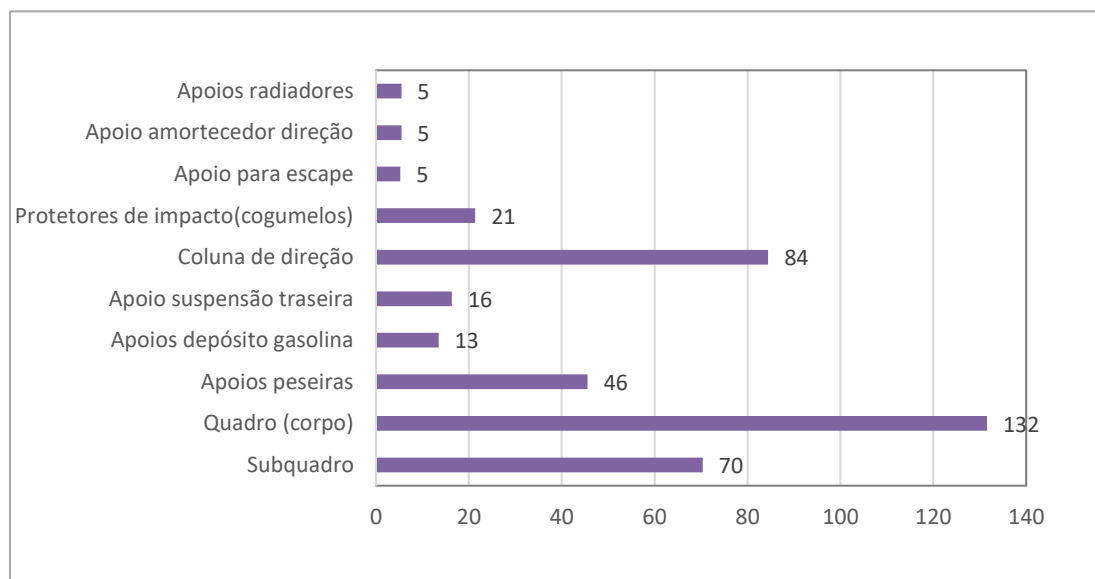


Figura 2.5 - Priorização do desenvolvimento

É possível constatar ser o corpo do quadro a peça mais importante e a requerer maior atenção e alocação de esforço de projeto, pois trata-se da “espinha dorsal” de toda a estrutura. De seguida, a coluna de direção por, razões claras, também devido aos esforços que é sujeita, pois é sobre o eixo desta que um motociclo pode ser virado. Destaca-se igualmente o subquadro por ser uma parte da estrutura responsável por suportar a maior parte do peso do piloto, ser responsável pela posição de condução e pelo conforto, por isso é submetido a testes de prensa para que o protótipo cumpra os regulamentos.

Este projeto conta com uma equipa composta por *stakeholders*, para a sua concretização. Os parceiros deste projeto disponibilizam perfis de aço comercial disponível tais como E420, E220, St37, entre outros segundo a norma EN 10305-3:2002, embora seja também possível arranjar alguns perfis e blocos em alumínio para fabricar certos componentes, sendo que os perfis e lista de rolos de calandragem para a dobragem de tubos se encontram em Anexo. Quanto aos processos de fabrico, este projeto está limitado a processos de arranque de apara como fresagem, torneamento, furação manual e CNC, corte laser, dobragem de perfis, guilhotina, soldadura MIG/MAG, TIG e, por fim, quinagem.

Visto que a prioridade para o *design* do quadro está assente em obter uma boa ciclística, cumprindo os regulamentos e sendo acessível, o tipo de quadro que será

escolhido para este projeto é o tipo treliça ou diamante. Estes dois tipos são os que melhor se enquadram no projeto em mãos, dado os processos e os materiais disponíveis e as vantagens anteriormente apresentadas.

A montagem do motor na estrutura tem três apoios (dois traseiros e um frontal) pelo que a escolha mais adequada para o segurar é fixação rígida de três apoios em estrutura aberta. Como se trata dum motociclo de competição, de pista, o fator conforto não é prioritário, e não é imperativo reduzir vibrações. Pretende-se que o motor ajude a dar rigidez à estrutura de forma a proporcionar uma melhor ciclística e consequentemente melhor comportamento.

Todo o quadro e seus constituintes serão projetados em aço comercial, também tendo em conta o baixo preço do material, e a rapidez com que é possível produzir estruturas comparativamente a alumínio, por exemplo, baixando assim os custos de produção.

O comportamento dinâmico de um motociclo depende, principalmente, da geometria geral do motociclo, a rigidez de todo o chassis, a massa do motociclo, a respetiva distribuição de massa pelas duas rodas, o tipo de pneu e o tamanho do pneu. Mas, acima de tudo, o piloto é o fator que mais influência o comportamento do motociclo em qualquer circunstância. O piloto, como conduz, é o principal fator na manobrabilidade do motociclo, desde curvar com o tronco inclinado para o centro da curva ou erguer o tronco em travagem de forma a se equilibrar e a ajudar a travar aumentando as forças de atrito(5).

Quanto à geometria dos elementos da estrutura do protótipo a construir, é pretendido que seja possível variar o ângulo de ataque da suspensão da frente (Figura 1.26), de forma a que o motociclo possa ser eficaz em diferentes tipos de pistas. Depois de comparados ângulos de ataque utilizados em motociclos idênticos, chegou-se à conclusão que este protótipo terá três ângulos de ataque diferentes: 23° , 25° e 27° . Com a afinação do ângulo de 23° , será possível tornar o motociclo mais eficiente em circuitos estreitos, com curvas mais encadeadas, pois será mais ágil e responsiva ao *input* do piloto em virar. Com o incremento do ângulo de ataque para 25° ou 27° o motociclo será mais proficiente em circuitos mais velozes, mais largos, em detrimento de alguma agilidade, assim como será mais estável em travagem e aceleração. Consequentemente, com estas alterações deste ângulo o trail (α) irá variar, tal como é de esperar, pois são parâmetros que dependem um do outro.

A distância adotada entre eixos será de 1235mm, embora este valor não seja fixo pois ao alterar o ângulo de ataque (ϵ) e a posição da roda na escora este valor varia. Este valor intermédio é utilizado para os cálculos que serão mostrados adiante. O valor foi retirado do motociclo BeOn Moto3, visto ser um motociclo bom dentro da sua classe,

com boa manobrabilidade, estabilidade e posição de condução. Deste mesmo motociclo foram retiradas dimensões gerais a incorporar no protótipo a ser projetado como a altura do banco ao solo, posições do assento e altura do motor ao solo. Isto porque o protótipo de primeira geração destacava-se por ter um centro de massa muito baixo e uma posição de condução demasiado “confortável”, segundo indicações de pilotos e jornalistas que experimentaram o protótipo de primeira geração. Como tal, a posição de condução será mais inclinada, em posição de arrasto mínimo em reta, ou seja, ter a traseira mais levantada e os manípulos ligeiramente mais baixos, uma posição mais agressiva e desportiva (Figura 2.6).



Figura 2.6 - BeOn Moto3 (36)

É de referir que a mota de primeira geração podia ter alguns problemas de rigidez estrutural e isso implicar um comportamento menos bom em situação de curva, algo que será revisto e estudado de forma mais afincada.

Sempre que possível, de forma a minimizar o peso da estrutura, serão utilizados tubos de diâmetro exterior maior e espessuras pequenas, que oferecem um bom compromisso entre rigidez, resistência e peso. Desta forma, é possível obter estruturas mais rígidas e leves, maximizando as propriedades do aço.

Quanto a restrições dos regulamentos da competição em termos de dimensões, para a elaboração deste projeto destaca-se que a largura máxima do protótipo não pode passar dos 600mm de largura, em termos de carenagens (secções B.2.1.1/ B.2.1.8 dos regulamentos da prova); o protótipo tem que ser capaz de se inclinar no mínimo 50° com a vertical, sem que nenhuma peça da mota, a não ser as rodas, toquem no solo (secção B.2.1.2 dos regulamentos da prova); o motociclo não pode ter um peso inferior a 95 kg, contendo 1 litro de gasolina (secção B.2.2.1 do regulamento da prova);

Os regulamentos também previnem que o piloto tenha uma posição ergonómica de condução e que seja projetado para um percentil P95, ou seja, dimensionado para que 95% da população mundial se sentir confortável no protótipo (secção B.2.3.3 do regulamento da prova) em posição normal de condução, devendo ser respeitados os seguintes ângulos α e β (Figura 2.7):

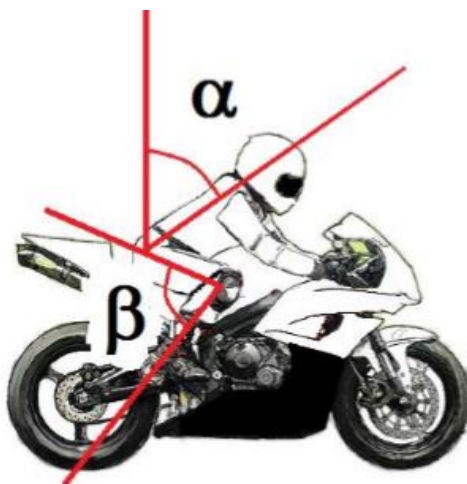


Figura 2.7 - Ângulos de condução ergonómica

α terá que estar entre o intervalo de 19 a 40 graus, e o ângulo β entre os 65 e 77 graus.

Os regulamentos definem que é proibido a utilização de quadros, escoras e subquadros comerciais (secção B.3.1.1 dos regulamentos da prova) estes devem ser criados de raiz. Como foi mencionado, anteriormente, o tipo de quadro para este projeto será em treliça ou diamante e a triangulação de tubos terá que ter a seguinte forma (secção B.3.3.1 dos regulamentos da prova) como na Figura 2.8:



Figura 2.8 - Exemplo da triangulação correta

É obrigatório a utilização de “cogumelos”, para proteção do motociclo em caso de queda (secção B.3.4 dos regulamentos), e estes podem ser fabricados em nylon, fibras ou materiais de resistência equivalente, sendo que neste projeto serão fabricados em nylon. (Figura 2.9)



Figura 2.9 - Exemplo de um "cogumelo"

Quanto às peseiras estas nas pontas devem ter um raio mínimo de 8mm (secção B.5.2.2 dos regulamentos da prova), assim como devem assegurar proteção do pé em relação à corrente (secção B.5.2.4 dos regulamentos da prova);

O protótipo tem que ter um ângulo de viragem mínimo de 15° para cada lado (secção B.8.1.1 dos regulamentos da prova) e limitados com batentes de nylon, alumínio ou equivalente, não sendo permitido utilizar elementos do chassis ou outra parte como batente (secção B.8.1.2 dos regulamentos da prova).(1).

2.2 Procedimento de desenvolvimento do produto

Tendo sido feito o levantamento de materiais e processos de fabrico para o protótipo, analisado o QFD, o passo a seguir era a criação de um modelo CAD dum possível protótipo. Para tal, usou-se um modelo duma Moto3 (Beon) para retirar as principais medidas de distâncias entre eixos, altura banco ao solo, posição de condução entre outros fatores, pois trata-se dum motociclo muito competente em pista, demonstrou boas valências e recebeu recomendação dos pilotos que já testaram o modelo anterior.

Depois de composta a base de projeto passou-se ao desenvolvimento de vários modelos, utilizando todos os materiais, perfis e técnicas tendo como objetivo principal encontrar uma geometria, de forma a ser possível obter valores de rigidez estrutural, que serão apresentados adiante, que garante à partida bom comportamento de um motociclo assim como, de segurança (Figura 2.10).



Figura 2.10 – BeOn Moto3 sem carenagens (36)

O passo seguinte passou pela validação, através de análises usando o método dos elementos finitos, da estrutura do protótipo para que possa suportar os esforços dinâmicos típicos dum motociclo de pista, avaliando as tensões e deslocamentos sofridos no quadro. Os resultados também foram comparados com os valores do protótipo anterior de forma a ser possível avaliar a evolução atingida.

Estando a geometria encontrada que cumpra, tanto os valores de rigidez estrutural, como as condições de trabalho do motociclo de forma eficiente, passou-se ao passo de validação do quadro em condições de trabalho que serão indicadas adiante.

Para finalizar, foram também apresentadas propostas com todos os suportes que deverão estar presentes no quadro para os componentes que serão lá montados, assim como a posição ergonómica de condução.

Capítulo 3. Cálculos para a validação do protótipo

3.1 Cálculo das forças aplicadas num motociclo

3.1.1 Simplificações

Para ser possível validar o protótipo há que entender as forças que atuam num motociclo em condições de trabalho, assim como em ensaios teste que o protótipo real será submetido. No entanto, serão assumidas algumas simplificações nos cálculos de forma facilitar o dimensionamento da estrutura, mas que não irão afetar as conclusões finais, nomeadamente:

- Um motociclo é composto por uma grande variedade de componentes mecânicos complexos, dum ponto de vista cinemático. Considerando as suspensões como rígidas, um motociclo pode ser definido como quatro corpos rígidos:
 - Montagem traseira (quadro, assento, depósito gasolina, motor e sistema de transmissão);
 - Montagem frontal (suspensão frontal, coluna de direção e guiador);
 - Roda traseira;
 - Roda dianteira;
- Todas as forças que atuem sobre as rodas serão aplicadas diretamente no quadro. Os valores serão muito superiores aos valores reais pois as suspensões não estarão a funcionar. Consequentemente os coeficientes de segurança serão mais

- baixos do que os reais. Se os resultados das análises por elementos finitos validarem o quadro nas condições de trabalho, existe a confirmação da sua aptidão.
- O centro de massa de um motociclo não corresponde ao centro de massa do quadro, mas para efeitos de simplificação de cálculos, estes serão concentrados nesse ponto (simplificação adotada no caso da equipa não poder disponibilizar o protótipo da escora de forma atempada);
- O centro de gravidade será também estático, embora na realidade este seja móvel devido às acelerações, desacelerações, situações de curva, assim como a gasolina e os restantes líquidos afetarem a sua posição;
- A transferência de massa nas fases de aceleração e travagem é considerada constante;
- Para o efeito de cálculos o ângulo de ataque da suspensão frontal (ϵ) é de 23° , pois dentro das afinações previstas para o produto ter, esta é a mais baixa das três e é a mais exigente em termos de transmissão de esforços para o quadro;
- A massa do motociclo estimada é de 120kg;
- O peso do piloto não é considerado nos cálculos pois iria afetar imensas variáveis nas diferentes situações dinâmicas;
- Os efeitos aerodinâmicos não serão considerados para os cálculos;
- O piso em que o motociclo assenta é considerado como ideal, sem lombas nem irregularidades, pois cada uma traria demasiadas particularidades ao sistema (2,7).

3.1.2 Cálculos das forças externas

Neste capítulo, serão estudadas as forças que atuam no quadro do protótipo a ser validado, sob as condições mais severas em termos de esforços. Esta seção é importante, pois os valores aqui calculados serão depois utilizados no software de simulação numérica e devendo ser muito rigorosos (Figura 3.1 e

Tabela 3.1- Tabela com a descrição dos valores *geométricos do quadro*).

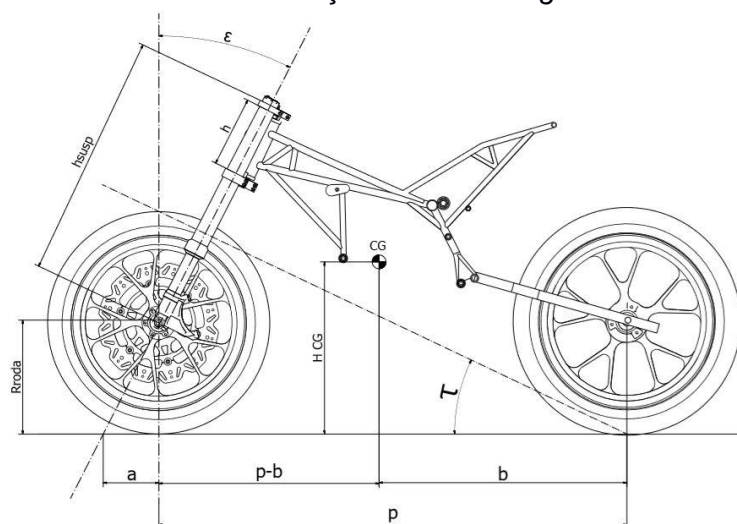


Figura 3.1 – Descrição dos diferentes elementos geométricos de um motociclo

Tabela 3.1- Tabela com a descrição dos valores geométricos do quadro

ϵ	Ângulo de ataque da suspensão	23°
a	Trail	119.87mm
b	Distância entre o centro de massa e o eixo traseiro	643.15mm
p	Distância entre eixos	1235.00mm
H_{CG}	Altura centro de massa	451.69mm
R_{roda}	Raio da roda	282.4mm
h_{susp}	Altura da suspensão	627mm
h	Distância entre as mesas de direção	160mm
τ	Ângulo da linha de transferência de massa	24.6°
CG	Centro de gravidade	

Com o objetivo de obter um produto final competente, há que o projetar de forma a suportar os esforços mais severos que um motociclo enfrenta em diferentes situações, sendo essas:

- Aceleração máxima;
- Travagem máxima no eixo frontal;
- Travagem máxima no eixo traseiro;

- Situação de curva

As distribuições de carga das duas rodas em situação estática para motociclos de competição são geralmente localizadas mais à frente (50 a 57% sob a roda da frente). Nestas circunstâncias é mais difícil da roda da frente levantar, pois é mais fácil transmitir a potência para o chão.

Para o caso em estudo, utilizando a expressão (1.5) e os dados da Figura 3.1, o cálculo da percentagem da distribuição de massa nos eixos frontal (Nsf) e traseiro (Nsr) resultou em 52.08% e 47.92% respetivamente. Verifica-se que o *design* cumpre este critério(2,7).

3.1.3 Situação de aceleração máxima

Para este caso foram tidos em conta os seguintes pressupostos:

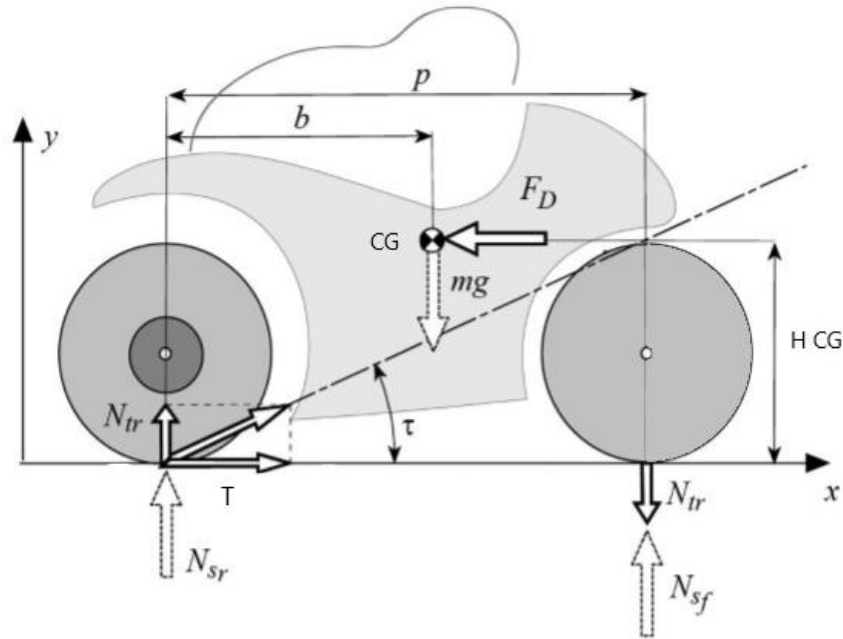
- A resistência de rolamento das rodas foi zero;
- A superfície em que a roda está em contacto é plana.

O momento em que se atinge a aceleração máxima é o momento em que a roda da frente está na iminência de perder o contacto com o chão (“cavalinho”), isto porque a roda locomotora é a traseira (2).

Durante este momento as seguintes forças atuam sobre a moto:

- O peso ($m \cdot g$) atua no centro de gravidade;
- A força de arrasto F_D não é contabilizada;

- A força T , é aplicada no ponto de contacto da roda com o chão; As reações verticais são aplicadas nos pontos de contacto dos pneus com o solo, conforme a Figura 3.2.



As reações verticais resultantes em ambas as rodas do motociclo são traduzidas pelas expressões (3.1) e (3.2), que nos indicam os valores das reações verticais nas

Figura 3.2 -Forças que atuam no motociclo em movimento retilíneo acelerado(7)

rodas, em qualquer fase da aceleração do motociclo, pois dependem ambas da força locomotora. Estas são compostas por um elemento estático (N_{sf} e N_{sr}) e um segundo relativo à transferência de massa (N_{tr}).

$$N_{fa} = N_{sf} - N_{tr} = mg \frac{b}{p} - T \frac{H \text{ CG}}{p} \quad (3.1)$$

$$N_{ra} = N_{sr} + N_{tr} = mg \frac{p - b}{p} + T \frac{H \text{ CG}}{p} \quad (3.2)$$

- O primeiro termo estático, dependente da distribuição de massa dadas pelas expressões (3.3) e (3.4), na roda da frente e traseira respetivamente:

$$N_{sf} = mg \frac{b}{p} \quad (3.3)$$

$$N_{sr} = mg \frac{p - b}{p} \quad (3.4)$$

- O segundo termo, dependente transferência de massa, é diretamente proporcional à força locomotora e à altura do centro de massa e inversamente proporcional à distância entre eixos dada pela expressão (3.5):

$$N_{tr} = T \frac{H_{CG}}{p} \quad (3.5)$$

Normalmente o rácio (H_{CG}/p) de um motociclo está entre os valores de 0,3 e 0,45 sendo neste caso cerca de 0,37, validando este aspeto (7).

Tal como foi descrito antes, a situação em estudo acontece quando a roda da frente perde o contacto com o solo. A partir deste momento, um incremento na aceleração apenas faria a roda da frente levantar ainda mais, efeito “cavalinho”. Nesta condição assume-se que a expressão (3.1) é nula, ou seja, não existe reação vertical entre a roda da frente e o solo.

Como a roda da frente do motociclo não se encontra em contacto com o solo, assume-se que a única reação vertical que existe entre o solo e a moto é na roda traseira. Através do equilíbrio das forças verticais da Figura 3.3- Representação das forças que atuam durante a aceleração do motociclo e deduz-se a expressão (3.6):

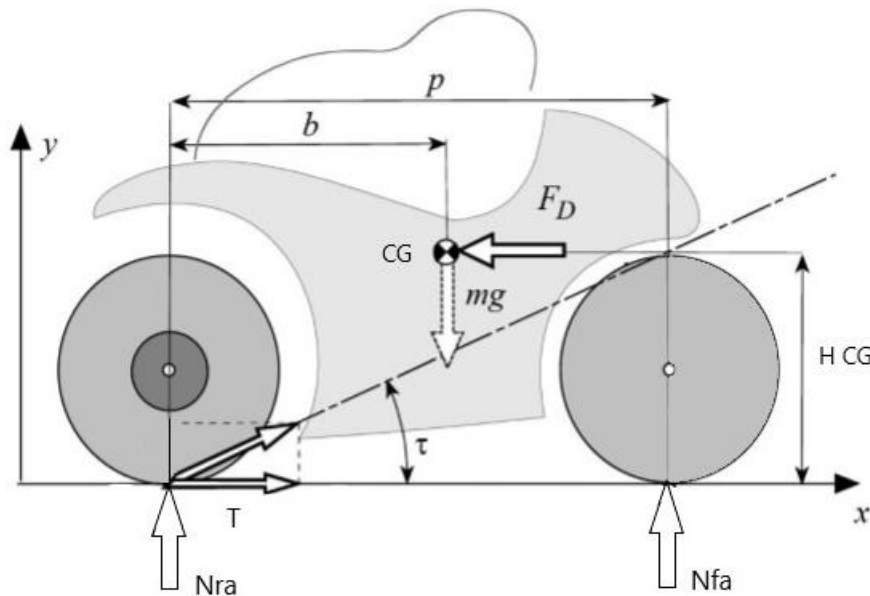


Figura 3.3- Representação das forças que atuam durante a aceleração do motociclo(7)

$$\sum F_y = 0 = N_{ra} + N_{fa} - mg = 1177 \text{ N} \quad (3.6)$$

Através do equilíbrio dos momentos gerados no centro de massa obtém-se o valor da força locomotora T , pela equação (3.7):

$$\sum M = 0 = T \cdot H_{CG} - N_{ra}b + N_{fa}(p - b) \Rightarrow T = 1676 \text{ N} \quad (3.7)$$

3.1.4 Situação de travagem máxima no eixo frontal

Neste caso trata-se de uma situação em que a roda de trás tende a levantar. Se o piloto continuar a pressionar os travões, depois de atingir este ponto, a moto irá rodar sobre um eixo imaginário paralelo ao solo, no ponto de contacto da roda com o chão, e é uma situação de instabilidade do sistema. Numa desaceleração brusca, esta situação pode acontecer se a reação na roda traseira atingir o valor zero devido à transferência de massa da traseira da moto para a frente(2). O sistema descrito tem os vetores descritos na Figura 3.4.

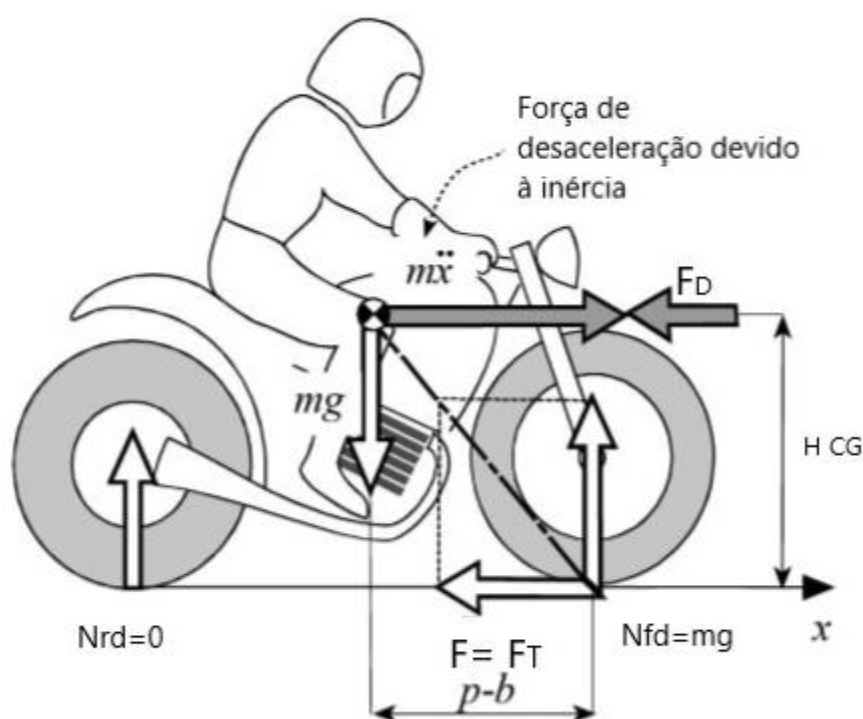


Figura 3.4- Forças que atuam no motociclo em situação de travagem máxima no eixo frontal (7)

É conhecido que um motociclo a travar irá levantar a roda traseira do solo a partir do momento em que a desaceleração do motociclo seja 1.0 g (7).

Como é perceptível, a reação vertical de desaceleração (N_{fd}) na roda da frente é máxima, o que indica que a sua magnitude é dada pelo peso do sistema (1177.2 N). A

força de travagem na roda dianteira (F_T), no centro de massa, é dada pela expressão (3.8) (7):

$$F_T = mg \frac{(p - b)}{H_{CG}} = 1543 \text{ N} \quad (3.8)$$

3.1.5 Situação de travagem máxima no eixo traseiro

Para examinar este cenário, primeiro serão mostrados na Figura 3.5, todos os vetores das forças que atuam num motociclo numa situação de travagem quando são aplicados os dois travões, frontal e traseiro.

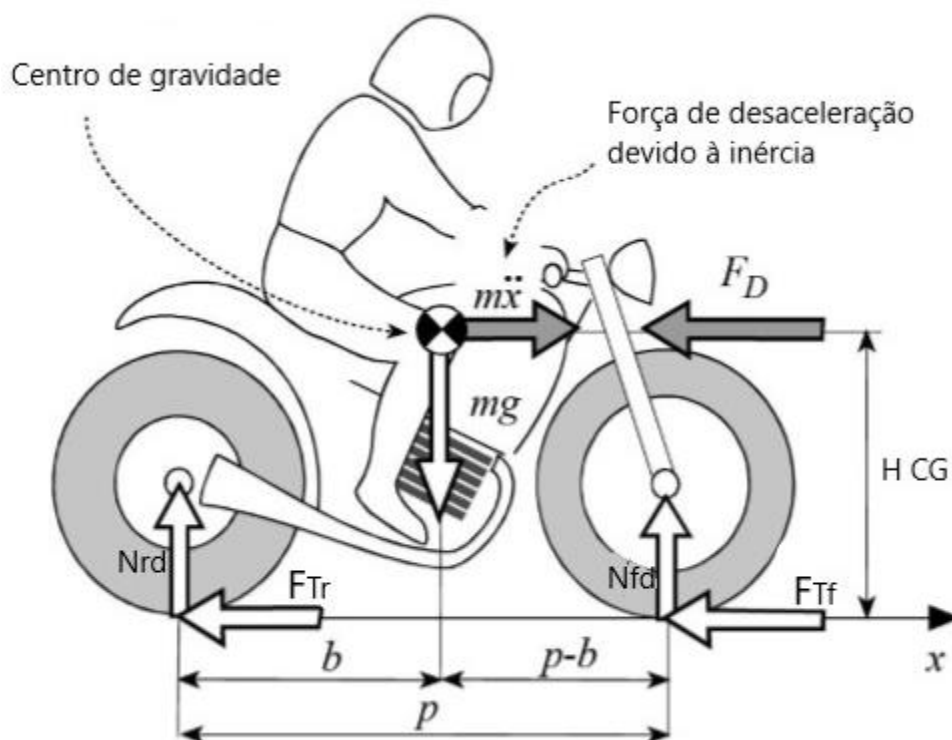


Figura 3.5- Forças que atuam durante o período de travagem dum motociclo (7)

Para saber as forças que atuam nestas condições, o cenário criado tem as seguintes premissas:

- A força de arrasto é desprezada;
- O pneu é ideal, a trabalhar nas temperaturas ideais e não tem irregularidades no rasto;
- Distribuição de travagem é de 70:30 % (frente: traseira);
- Uma desaceleração de $0.99g$, de forma a evitar que a moto levante o pneu traseiro.

Para o cenário em estudo, a força de travagem total ($F_{tt}=F_{Tr}+F_{Tf}$) é descrita na equação (3.9), tendo em conta as componentes horizontais, assumindo uma desaceleração de $0.99g$.

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow F_{tt} = m\ddot{x} = 1165 \text{ N} \quad (3.9)$$

Como foi assumido, uma distribuição de travagem na ordem dos 70:30 %, a força de travagem na roda da frente (F_{Tr}) será de 816 N e a traseira (F_{Tr}) de 350 N.

Resta calcular as reações normais das rodas neste cenário, para tal recorreu-se às equações (3.10) e (3.11) de equilíbrio do sistema, para as forças verticais e dos momentos no centro de gravidade, respetivamente resultando em:

$$\sum F_y = 0 = -mg + N_{rd} + N_{fd} \Rightarrow N_{fd} = 1039 \text{ N} \quad (3.10)$$

$$\sum M = 0 = -F_{tt} \cdot H_{CG} - N_{rd}b + N_{fd}(p - b) \Rightarrow N_{rd} = 138 \text{ N} \quad (3.11)$$

Observa-se que neste cenário cerca de 36% da massa move-se da traseira para a frente do motociclo, quando comparado com as reações verticais estáticas (N_{sf} e N_{sr}), tal como é esperado utilizando os dois travões.

Se apenas for utilizado o travão traseiro para a mesma situação a força total de travagem será igual ao poder de travagem da roda traseira o que resultará em $N_{fd} = 729 \text{ N}$ e $N_{rd} = 436 \text{ N}$, aplicando as equações (3.10) e (3.11). Desta forma o motociclo irá aumentar a distância de travagem pois não está a utilizar todo o potencial de travagem.

Em situação de corrida os pilotos, por norma, tentam não utilizar o travão traseiro, mas em certas condições este é extremamente útil. Este deve ser utilizado caso apareça um obstáculo na direção de movimento e seja necessário virar rapidamente, ou ao entrar numa curva em que o piso não é ideal, pois nem sempre existe boa aderência. Por norma, o travão traseiro é responsável por gerar uma força que tende a alinhar e a estabilizar o motociclo(2).

3.1.6 Situação de curva

O tipo de pneu que equipa um motociclo é relevante, pois existe um intervalo de ângulos no qual a força lateral gerada pelo pneu é menor que a força de atrito existente e, nesse o motociclo estará numa situação de curva estável. Se esse intervalo for ultrapassado, a força gerada pelo *camber* da roda não é suficiente para manter o motociclo em equilíbrio e então haverá escorregamento do pneu. A força lateral gerada pelo *camber* (ângulo lateral) do pneu é das características mais importantes na segurança e manobrabilidade dum motociclo.

Neste tipo de situação é possível constatar que o centro de gravidade não se situa segundo o eixo perpendicular com o chão, fazendo com que a força normal tenha uma força de atrito mínima, e se a força centrífuga passar esse valor, o motociclo irá perder a aderência e escorregar podendo provocar uma queda do piloto posteriormente(2,7).

Para esta situação será considerado um motociclo em condições de curva em movimento uniforme, em que está sujeito a um momento de estabilização, devido à força centrífuga que tenta elevar o motociclo para a posição vertical, e um momento gerado pela inclinação da moto, que é gerado pelo peso desta que tende a aumentar a inclinação da moto, ou o ângulo de enrolamento (ϕ - *roll angle*), como se pode ver na Figura 3.6:

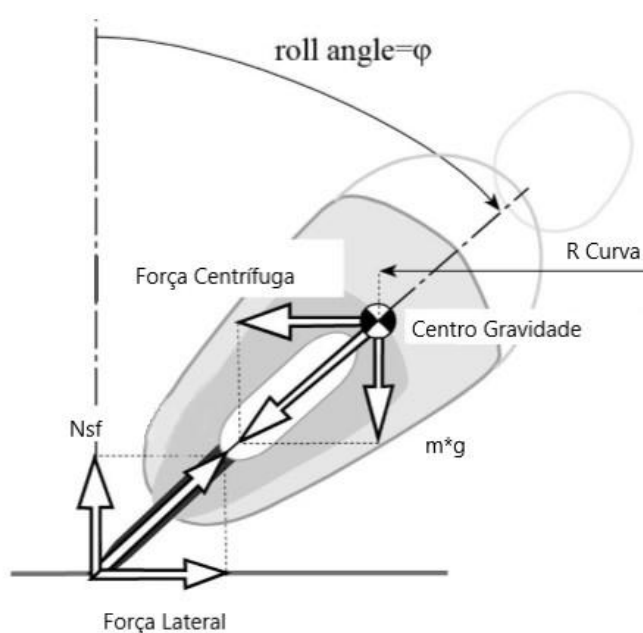


Figura 3.6 - Ângulo de Enrolamento (7)

A situação avaliada foi uma curva com raio de 20 metros a uma velocidade de 110 km/h (30.556 m/s) no centro da curva. É uma situação exigente dada a velocidade e o raio apertado da curva, uma situação parecida à curva 1 do circuito Motorland Aragon, onde na vida real, o quadro que está a ser projetado irá equipar um motociclo, que lá irá competir (Figura 3.7).

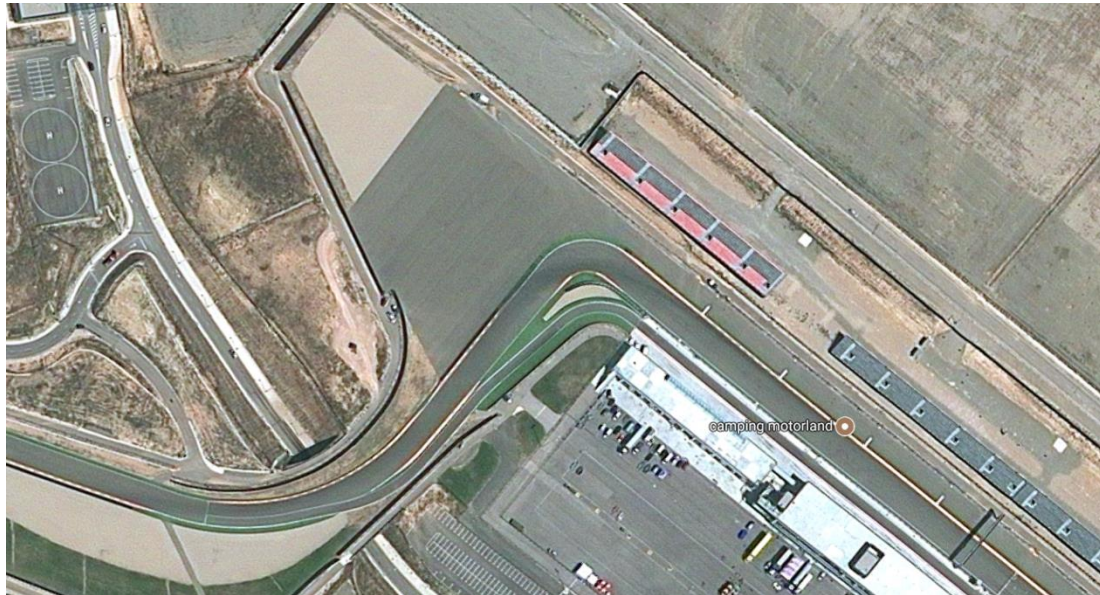


Figura 3.7 - Curva 1 do Circuito Motorland Aragon

O cálculo da força centrífuga é feito a partir expressão (3.12):

$$F_c = \frac{mv^2}{R_{\text{curva}}} = 5602 \text{ N} \quad (3.12)$$

Na Tabela 3.2 são apresentados todos os valores das forças externas que atuam no motociclo nos cenários em estudo.

Tabela 3.2 - Quadro resumo das forças externas

Aceleração máxima		Travagem máxima no eixo frontal		Travagem máxima no eixo traseiro		Situação de curva
T= 1676 N	Nr= 1177 N	F _T = 1543 N	N _{fd} =1177 N	F _{Tr} =350N	N _{rd} = 436 N	F _c =5602 N

3.2 Validação do protótipo

Depois de calcular todas as forças externas que atuam num motociclo, há que replicar essas forças no modelo desenhado em CAD e analisar como a estrutura se irá comportar em situações de trabalho através de *softwares* apropriados em simulação numérica. Como tal, primeiro há que calcular e fazer os diagramas das forças que irão ser propagadas ao quadro.

Já foi referido, que para validar o quadro, o primeiro objetivo era determinar a rigidez da estrutura, à torção, flexão lateral e longitudinal, parâmetros que devem ser cumpridos de forma a entregar um produto com boas características de manobrabilidade. Só depois de ser calculada a rigidez estrutural e esta estiver dentro dos intervalos estudados é que se dará a validação do protótipo em condições de trabalho, assim como serão mostrados detalhes já pensados para apoiar componentes do protótipo final e um estudo ergonómico.

Este projeto é um sistema complexo e tem muitos graus de liberdade associados, e como tal, é necessário recorrer à simulação numérica. Para esse fim, foi utilizado o módulo de Análise de Tensões do Autodesk Inventor Pro, para ter uma ideia geral se o design estava de acordo com os requisitos e, por fim, validado pelo *software* dedicado para este tipo de trabalhos o Autodesk Simulation Mechanical. Os modelos CAD foram todos obtidos pelo Autodesk inventor Pro.

É importante frisar que os resultados obtidos pelas simulações por elementos finitos não são os da situação real, embora muito similares, pois tudo depende da aproximação que o projetista pretenda aplicar.

Para validar o protótipo foram tomados os seguintes passos:

1. Criação do modelo CAD pelo software Autodesk Inventor Professional 2017;
2. Análise pelo método de elementos finitos de forma a saber os deslocamentos necessários ao cálculo da rigidez estrutural;
3. Quando encontrada uma geometria, capaz de satisfazer os requisitos de construção e os materiais de fabrico disponíveis, proceder à construção de simulações pelo método dos elementos finitos, com as condições de trabalho calculadas no capítulo 3.1. Utilizando o software Autodesk Simulation Mechanical, como também o módulo de Análise de Tensões do Autodesk Inventor Profesional;
4. Analisar os resultados obtidos pelas análises em termos de tensões equivalentes de Von Mises e deslocamento, principalmente;

5. Validação de outros componentes também projetados para a concretização do projeto;
6. Retirar conclusões que poderão ser utilizadas para otimizar a estrutura ou componentes projetados.

3.3 Cálculo da rigidez estrutural

A rigidez estrutural dos vários componentes, e do motociclo como um todo, é deveras importante para a manobrabilidade de um motociclo e para a sua performance. Quanto mais altos forem os valores de rigidez estrutural mais precisa será a resposta do motociclo face a um *input* do piloto, embora também traga desvantagens, nomeadamente, o excesso de peso do motociclo ou o motociclo tornar-se muito instável a pequenas irregularidades do piso. Por norma, é desejado ter um valor moderado de flexão lateral e um valor alto de rigidez à torção (5). Isto porque, deformações laterais estão associadas à derrapagem lateral de um motociclo em curva e tem um efeito de alinhamento a alta velocidade, enquanto que a rigidez à torção está associada à vibração que se propaga para a estrutura vinda do piso, e quanto mais rígido for à torção maiores serão as vibrações. Daí a necessidade de ter mais flexão lateral (7)(9).

A rigidez lateral e longitudinal é calcula pela equação (3.13):

$$K = \frac{F}{\Delta l} \quad (3.13)$$

Sendo:

- F = força aplicada;
- Δl = deslocamento obtido;

A rigidez torsional é obtida pela equação (3.14):

$$K_t = \frac{F \cdot \text{braço}}{\alpha} \quad (3.14)$$

Sendo:

- α = o ângulo formado entre as posições inicial e final.

Para o caso em estudo, a rigidez estrutural do quadro deve ser calculado utilizando as equações anteriores, com o motor montado e devem estar dentro dos seguintes parâmetros:(7)

- Rigidez lateral do quadro: $K_l = 1\text{-}3 \text{ kN/mm}$
- Rigidez à torção do quadro: $K_t = 3\text{-}7 \text{ kNm}^0$

- Rigidez longitudinal do quadro: $K_z = 5\text{-}10 \text{ kN/mm}$

Estes valores já estudados, segundo a bibliografia, são para motocicletas de 1000cc, mas na falta de informação para cilindradas mais baixas, no caso em estudo 250cc, estes intervalos foram na mesma utilizados e no futuro deverão ser reavaliados depois da experimentação física do protótipo real e adaptados ao próximo protótipo.

- Rigidez à torção:

Para o cálculo da rigidez à torção do quadro projetado, foi aplicada uma força de 1kN no pescoço do quadro com um braço de 0.16m, em cada zona de contacto dos rolamentos da coluna de direção com o quadro, encastrando o pivot da escora, como a Figura 3.8 ilustra (10)(11).

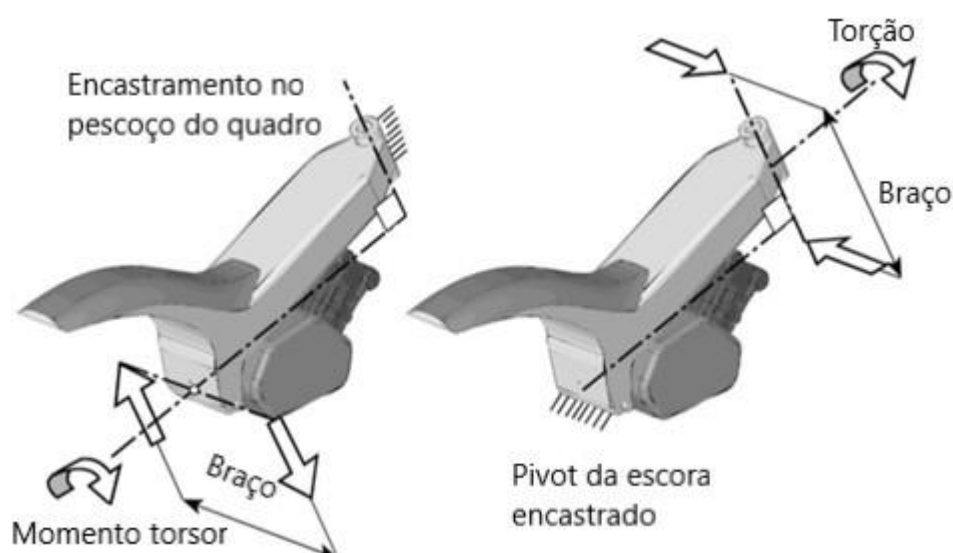


Figura 3.8 – Condições de avaliação da rigidez à torção de um quadro (7)

Em seguida procedeu-se ao cálculo do ângulo α , partir dos deslocamentos em dois pontos na cabeça do quadro, de magnitude s_1 e s_2 em metros.

Para o cálculo do ângulo α é utilizada a expressão (3.15):

$$\alpha = \arctg\left(\frac{s_1 + s_2}{d}\right) [^\circ] \quad (3.15)$$

Sendo d a distância na vertical entre os dois pontos quaisquer no pescoço do quadro. De referir que o centro de torção não está, necessariamente, equidistante dos pontos 1 e 2.

- Rigidez lateral do quadro:

Para o cálculo da rigidez lateral do quadro em projeto, foi aplicada uma força de 1kN no pescoço do quadro na zona dos rolamentos, encastrando o pivot da escora, como a Figura 3.9 ilustra.

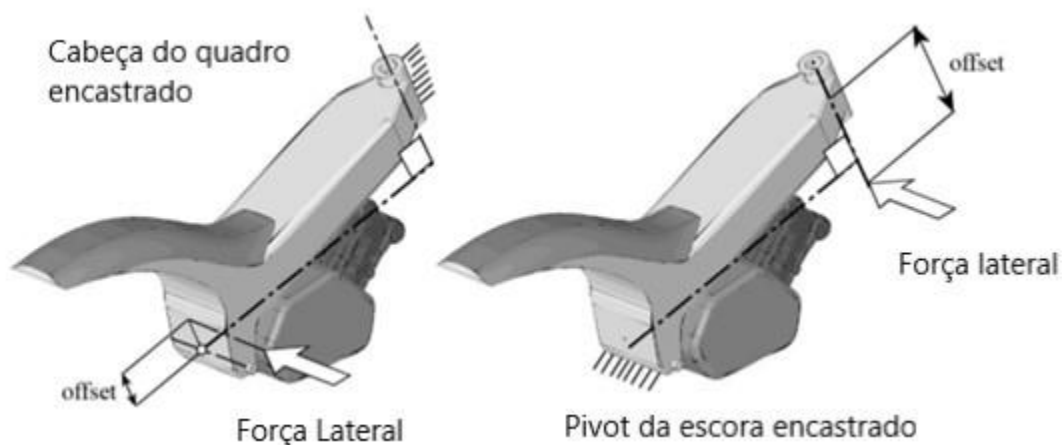


Figura 3.9 - Condições de avaliação da rigidez lateral de um quadro (7)

- Rigidez longitudinal:

Para o cálculo da rigidez longitudinal do quadro projetado, foi aplicada uma força de 1kN no pescoço do quadro na direção longitudinal, encastrando o pivot da escora. Em seguida procedeu-se ao cálculo da rigidez, partir do deslocamento como a Figura 3.10 ilustra:

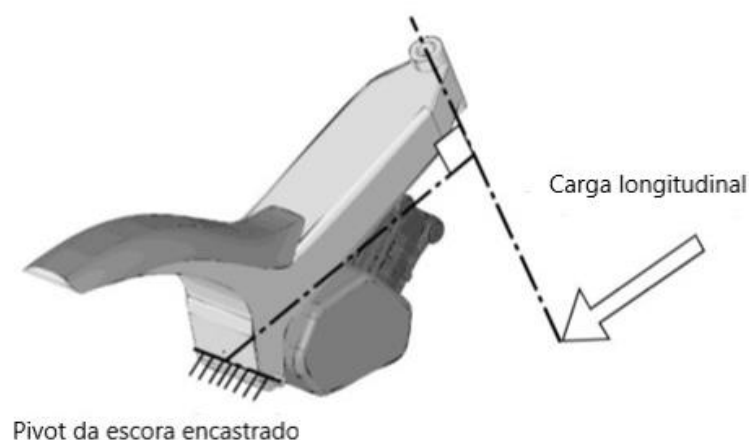


Figura 3.10 - Condições de avaliação da rigidez longitudinal de um quadro (7)

3.4 Cálculo das forças de trabalho que atuam no protótipo

O protótipo tem que ser capaz de aguentar as condições de trabalho de uma forma eficiente, sem deformações permanentes, para participar em testes pré-prova, a prova e demonstrações posteriores à competição. Para validar estes parâmetros apenas serão simuladas as condições mais exigentes em termos de esforços para o quadro, tendo por base as forças externas que atuam num motociclo.

As situações mais exigentes são as seguintes:

1. Travagem máxima no eixo frontal;
2. Aceleração máxima;
3. Situação de curva;
4. Prensa 250 kgf no subquadro;
5. Prensa 300 kgf na roda da frente;
6. Compressão total da suspensão traseira.

Os testes 4. e 5. são testes que o protótipo final irá ser submetido na realidade, pois pertencem a uma das componentes de avaliação por parte da organização, para assegurar que o protótipo foi corretamente dimensionado e construído e, não oferece perigo ao piloto e aos restantes em situação de corrida.

Para as situações anteriormente apresentadas, serão feitos dois tipos de análise, a de deformação máxima e de tensão equivalente (Von Mises). O coeficiente de segurança será verificado, mas é de se reparar que as condições aplicadas são diretas no quadro e conseqüentemente na realidade esse coeficiente de segurança será muito maior.

3.4.1 Travagem máxima no eixo frontal

Nesta situação de trabalho as forças de travagem são propagadas desde o chão passando pelo pneu, jante, discos de travão, suspensão frontal e pela coluna de direção, sendo depois transmitido para o quadro pelos rolamentos da coluna de direção (2)(12).

O diagrama das reações do sistema em estudo pode ser visualizado na Figura 3.11.

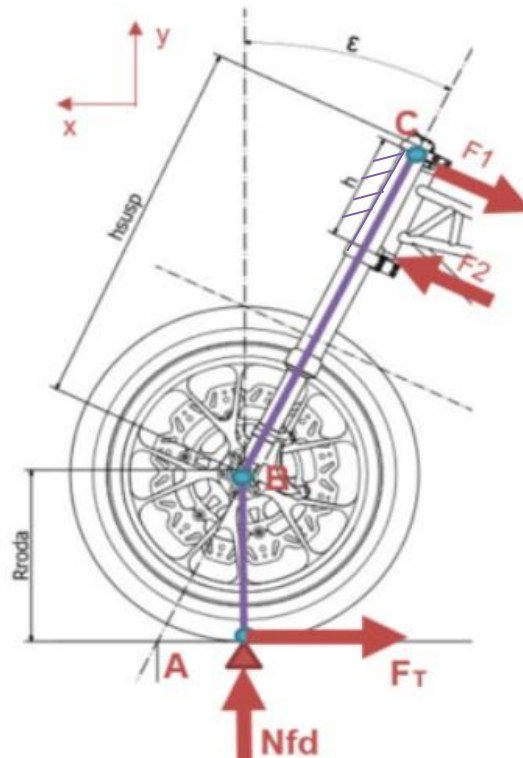


Figura 3.11 - Diagrama de forças que atuam na situação de travagem máxima

As forças aplicadas na zona de acoplamento dos rolamentos da coluna de direção obtêm-se pelas expressões (3.16) e (3.17):

$$\sum MC = 0 \Leftrightarrow F_2 = \frac{F_T(R_{roda} + \cos(\epsilon) \cdot h_{susp}) - N_{fd} \cdot h_{susp} \cdot \sin(\epsilon)}{h} \quad (3.16)$$

$$= 6484 \text{ N}$$

$$\sum MB = 0 \Leftrightarrow F_1 = \frac{F_2 \cdot (h_{susp} - h) + F_T \cdot R_{roda}}{h_{susp}} = 5524 \text{ N} \quad (3.17)$$

O cálculo para os diferentes ângulos de afinação possíveis do ângulo de ataque da roda da frente, conduzem à tabela 3.2:

Tabela 3.3 - Comparação das forças calculadas para diferentes ângulos de afinação possíveis

	$\epsilon = 23^\circ$	$\epsilon = 25^\circ$	$\epsilon = 27^\circ$
$\ F_1\ \text{ [N]}$	5524	5351	5174
$\ F_2\ \text{ [N]}$	6484	6251	6014

Observe-se que quanto maior o ângulo de ataque da coluna de direção menor são os esforços transmitidos ao quadro

Depois de calculado as forças das reações que atuam no quadro foi preparada a análise FEM, com os seguintes parâmetros:

- Restrição fixa nos *pivots* da escora;
- Restrição de pino nos três veios do motor, impossibilitando os movimentos nas direções axial e radial;
- Aplicação das forças F_1 e F_2 calculadas, para $\epsilon=23^\circ$, nas respectivas superfícies de contacto dos rolamentos com o quadro;
- Retirados das simulações componentes não essenciais, como por exemplo, os fixadores das carenagens.

A Figura 3.12 apresenta as forças aplicadas para a análise em elementos finitos assim como a aplicação das forças calculadas, nesta situação.

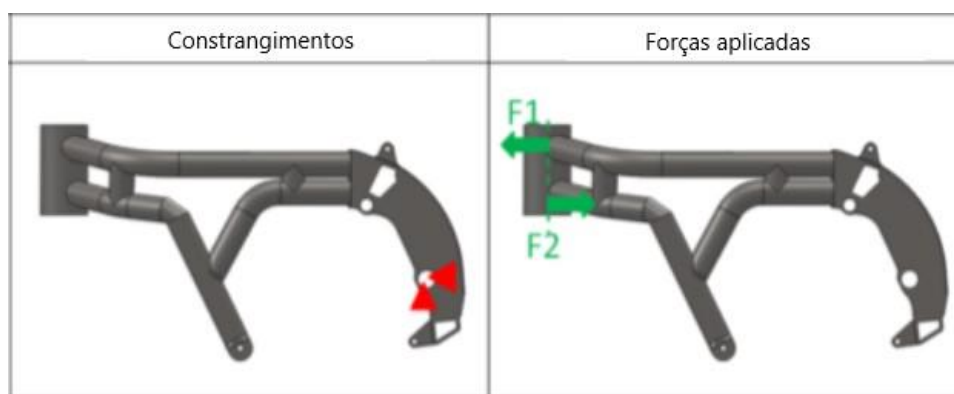


Figura 3.12 – Constrangimentos e forças aplicadas (2)

3.4.2 Aceleração máxima

Esta situação de trabalho acontece durante o pico de aceleração que o motociclo é capaz de produzir. Neste instante existe uma solicitação, transmitida pela corrente, que se propaga desde o veio traseiro, pela escora e pelos rolamentos da escora até serem transmitidos para o quadro.

Na Figura 3.13 estão ilustradas as reações do sistema no cenário em estudo:

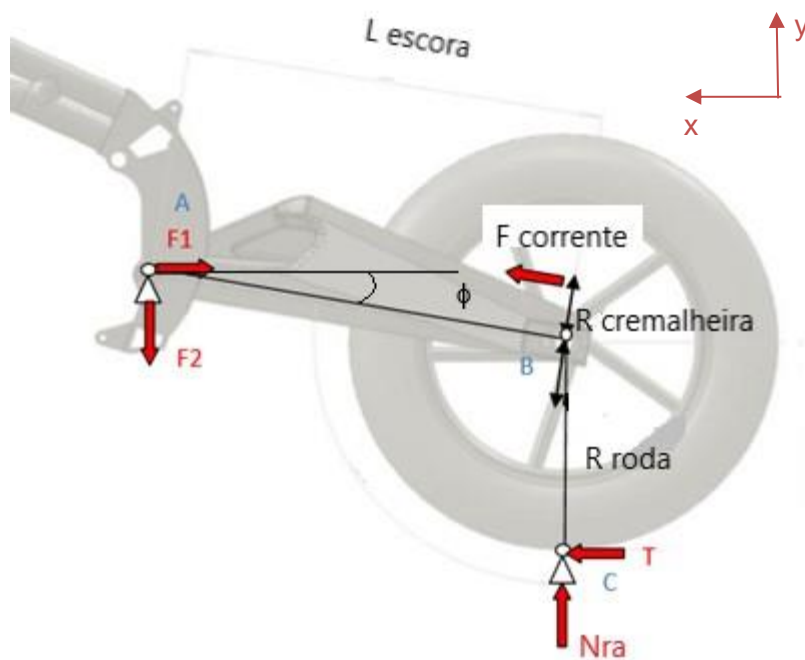


Figura 3.13 - Diagrama de forças que atuam na situação de aceleração máxima (2)

Como a corrente transmite grandes quantidades de forças, foi assumido que a corrente a utilizar no motociclo é a EK Chains 520RX, e foram retirados os seguintes dados do catálogo do fabricante da corrente(13):

- passo= 15.875mm;
- largura da corrente= 6.35mm;
- q= 0.541 kg/m;

Foi assumido também que a relação pinhão cremalheira é de 15/38 dentes, respetivamente.

Para calcular a força a que corrente é puxada, foram utilizadas as equações (3.18), (3.19), (3.20) e (3.21) (14):

:

$$F_{\text{corrente}} = F_{\text{pull}} + F_{\text{cc}} \text{ [N]} \quad (3.18)$$

$$F_{\text{pull}} = \frac{2000 \cdot M_{\text{motor}}}{d_{\text{pc}}} = \frac{1000 \cdot P}{v_c} \text{ [N]} \quad (3.19)$$

$$F_{\text{cc}} = q \cdot v_c^2 \text{ [N]} \quad (3.20)$$

$$v_c = \frac{d_{pc} \cdot \pi \cdot n_{1p}}{60000} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.21)$$

Para entender qual será a maior força que o motor irá exercer no pinhão e conseqüentemente puxar a corrente, há que estudar as duas situações limite, uma em binário máximo e outra em potência máxima. Como tal, a primeira situação será uma situação de arranque em que o binário do motor fornecido para a roda é máximo, que será na 1ª mudança, sabendo que (8):

$$B = 24 \text{ N.m @ 7250 RPM}$$

$$u_{1^a \text{ marcha}} = 2.67$$

Então, $N_{\text{motor}} = 64 \text{ N.m}$ (binário à saída da caixa de velocidades).

Para proceder aos cálculos das forças que atuam na corrente nesta situação, foi necessário em primeira instância calcular o valor de rotação do pinhão (n_{1p}), como tal, foram utilizadas as equações (3.22), (3.23) e (3.24):

$$d_{pc} = \frac{\text{passo} + d_1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{1p}}\right)} = 125 \text{ mm} \quad (3.22)$$

$$n_{\text{após primário}} = \frac{n_{\text{binário máximo}}}{u_{\text{primário}}} = 2719 \text{ RPM} \quad (3.23)$$

$$n_{1p} = \frac{n_{\text{após primário}}}{u_{1^a \text{ marcha}}} = 1020 \text{ RPM} \quad (3.24)$$

Na Tabela 3.4 são apresentados os resultados dos cálculos efetuados para o cálculo da F_{corrente} , em que foi desprezada a força centrífuga, pois, esse valor é inferior a 10% do valor da F_{pull} .

Tabela 3.4- Tabela de resultados dos cálculos das expressões (3.18), (3.19), (3.20) e (3.21), aplicadas ao caso de binário máximo

vc	6.69 [m/s]
F_{pull}	1021 [N]
F_{cc}	24[N]
F_{corrente}	1021 [N]

A segunda situação a ser analisada é a força que será exercida na corrente, em potência máxima, pois as caixas de velocidades por norma são projetadas para que

as marchas mais baixas transmitam maior binário, enquanto que as mais altas transmitam o máximo de potência de forma aos veículos atingirem velocidade superiores. Como tal, o valor da potência máxima do motor é de 23019.76 W às 9000 RPM e a marcha engrenada que maior força transmitia para a corrente é a 4ª marcha ($u_{4ª\text{ marcha}} = 1.143$), isto assumindo que as três primeiras marchas se destinam à passagem de binário máximo e as últimas três marchas à passagem de potência máxima (8).

Para proceder aos cálculos das forças que atuam na corrente nesta segunda situação, foi necessário em calcular o valor de rotação do pinhão (n_{1p}), como tal, foram utilizadas as equações (3.25) e (3.26):

$$n_{\text{após primário}} = \frac{n_{\text{potência máxima}}}{u_{\text{primário}}} = 3375 \text{ RPM} \quad (3.25)$$

$$n_{1p} = \frac{n_{\text{após primário}}}{u_{4ª\text{ marcha}}} = 2953 \text{ RPM} \quad (3.26)$$

Na Tabela 3.5 são apresentados os resultados dos cálculos efetuados para o cálculo da F_{corrente} , na situação de passagem de potência máxima. Neste caso as forças centrífugas da corrente não foram desprezadas dada a velocidade da corrente.

Tabela 3.5-Tabela de resultados dos cálculos das expressões (3.18), (3.19), (3.20) e (3.21), aplicadas ao caso de potência máxima

vc	19.4 [m/s]
F_{pull}	1187 [N]
F_{cc}	203[N]
F_{corrente}	1390 [N]

A Tabela 3.6, mostra os valores das forças da corrente nas duas situações em estudo.

Tabela 3.6 - Tabela das forças da corrente

Situação	Força da corrente [N]
Binário máximo	1021
Potência máxima	1390

Como é possível constatar o valor de maior intensidade da força que é exercida na corrente será superior no caso de potência máxima para as marchas mais

elevadas, como tal utilizou-se este valor para o cálculo das reações no quadro das forças de aceleração máxima.

Resta calcular as reações no quadro, através do sistema identificado na Figura 3.13. As equações (3.27) e (3.28), apresentam os valores das reações F_1 e F_2 a serem determinados, sendo $L_{escora}=418.4$ mm e o ângulo $\phi=16.86^\circ$: (Considerou-se que a linha de corrente superior era paralela à escora)

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow F_1 = T + F_{corrente} \cdot \cos(\phi) = 3007 \text{ N} \quad (3.27)$$

$$\sum M_B = 0 \Leftrightarrow F_2 \quad (3.28)$$

$$= \frac{T \cdot R_{roda} + F_1 \cdot L_{escora} \cdot \sin(\phi) - F_{corrente} \cdot R_{cremalheira}}{L_{escora} \cdot \cos(\phi)} = 578 \text{ N}$$

Depois de calculadas as forças das reações que atuam no quadro foi preparada a análise por elementos finitos, com os seguintes parâmetros:

- Restrição fixa no pescoço do quadro;
- Restrição de pino nos três veios do motor, impossibilitando os movimentos nas direções: axial e radial;
- Aplicação das forças F_1 e F_2 , nas respectivas superfícies de contacto dos rolamentos com o quadro;
- Retirados das simulações componentes não essenciais, como por exemplo, os fixadores das carenagens.

A Figura 3.14 apresenta as forças aplicadas para a análise em elementos finitos assim como a aplicação das forças calculadas, nesta situação.



Figura 3.14 - Constrangimentos e forças aplicadas (2)

3.4.3 Situação de curva

A pior situação para o quadro nesta condição é o *pivot* da escora estar fixado e todas as forças serem aplicadas no pescoço do quadro. Na Figura 3.15 é possível visualizar as forças que atuam no quadro no caso em estudo.

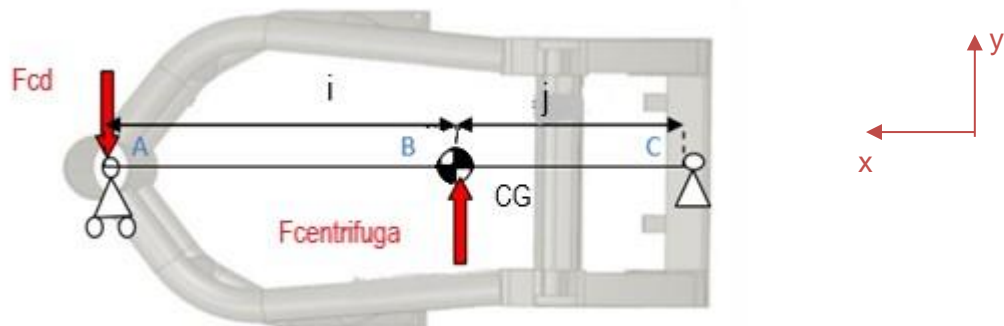


Figura 3.15 – Ilustração das forças aplicadas em situação de curva (2)

Para calcular a força na coluna de direção (F_{cd}) na situação de curva foi utilizada a expressão (3.29)

$$\sum MC = 0 \Leftrightarrow F_{cd} = \frac{F_c \cdot j}{i + j} = 1911 \text{ N} \quad (3.29)$$

Depois de calculada a força na coluna de direção a análise pelo método dos elementos finitos foi criada com os seguintes parâmetros:

- Restrição fixa nos apoios da escora;
- Restrição de pino nos três veios do motor, impedindo os movimentos nos sentidos axial e radial;
- Aplicação das forças F_{cd} , nas respectivas superfícies de contacto dos rolamentos com o quadro;
- Retiradas das simulações componentes não essenciais, por exemplo, os fixadores das carenagens.

A Figura 3.16 demonstra os constrangimentos e forças aplicadas no cenário em estudo.

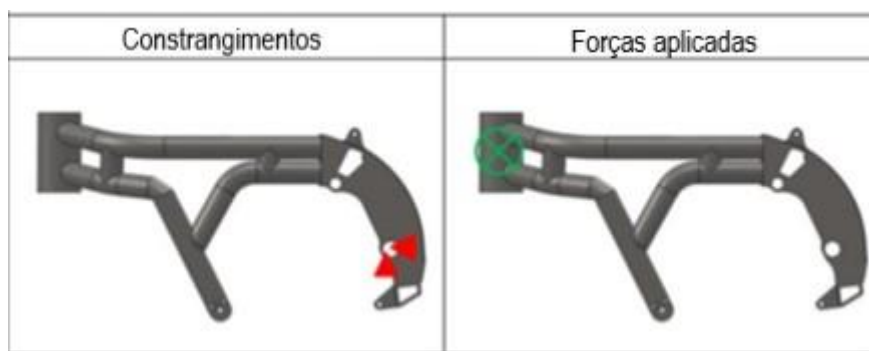


Figura 3.16 - Constrangimentos e forças aplicadas (2)

3.4.4 Prensa 250 kgf no subquadro

Este ensaio faz parte de um teste real, ao qual o protótipo será submetido pela organização da competição (1). A Figura 3.17 apresenta a simulação do carregamento correspondente ao cenário em estudo.

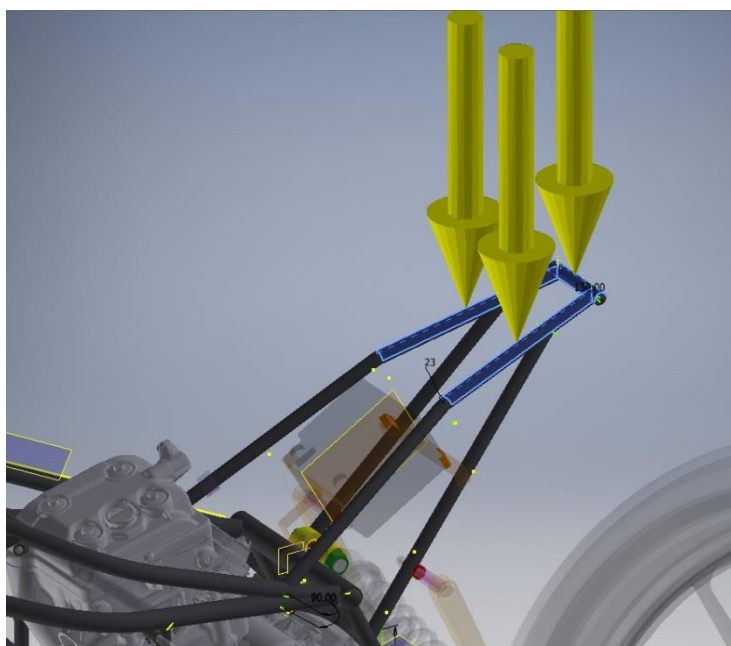


Figura 3.17 - Forças que atuam no subquadro no teste da prensa de 250 kgf

A análise em método de elementos finitos foi preparada com os seguintes parâmetros:

- Restrição fixa nos apoios da escora e no pescoço do quadro;
- Restrição de pino nos três veios do motor, impossibilitando os movimentos nas direções axial e radial;
- Aplicação de uma carga com uma magnitude 2452 N ao longo da superfície superior no sítio onde irá ficar o assento do piloto, no subquadro;

- Retiradas das simulações componentes não essenciais, por exemplo, os fixadores das carenagens, etc.

3.4.5 Prensa 300 kgf aplicado contra o pneu frontal

Tal como o teste anterior, este pertence a mais um teste estático ao qual o protótipo será submetido, para poder ser admitido a competir(1).

Este teste é muito idêntico à situação de travagem apenas havendo a alteração do vetor da força de travagem pelo da força da prensa localizado no ponto B.

Na Figura 3.18 são mostradas as forças e reações que atuam no quadro na situação em estudo.

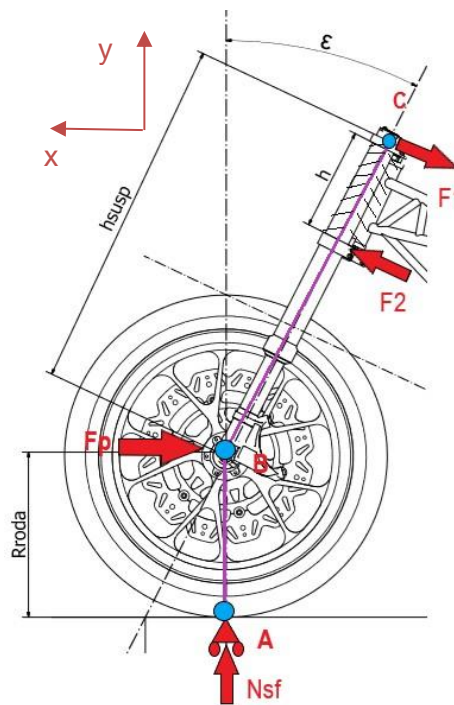


Figura 3.18 - Diagrama de forças que atuam na situação da prensa 300 kgf

Os valores de F1 e F2 são dados pelas equações

$$\sum M_A = 0 \Leftrightarrow F1 = \frac{F2[(hsusp - h) + Rroda \cdot \cos(\epsilon)] - Fp \cdot Rroda}{hsusp + Rroda \cdot \cos(\epsilon)} = 6992 \text{ N} \quad (3.30)$$

$$\sum M_C = 0 \Leftrightarrow F2 = \frac{Fp \cdot \cos(\epsilon) \cdot hsusp - N_{sf} \cdot hsusp \cdot \sin(\epsilon)}{h} = 9674 \text{ N} \quad (3.31)$$

O cálculo para os diferentes ângulos de afinação possíveis do ângulo de ataque da roda da frente, conduzem à Tabela 3.7.

Tabela 3.7 - Comparação das forças calculadas para diferentes ângulos de afinação possíveis

	$\varepsilon = 23^\circ$	$\varepsilon = 25^\circ$	$\varepsilon = 27^\circ$
$\ F1\ $ [N]	6992	6783	6564
$\ F2\ $ [N]	9674	9434	9182

É possível observar que quanto maior o ângulo de ataque da coluna de direção menor são os esforços que o quadro suporta, tal como na situação de travagem.

A análise em método por elementos finitos foi preparada com os seguintes parâmetros:

- Restrição fixa nos apoios da escora;
- Restrição de pino nos três veios do motor, impossibilitando os movimentos nas direções axial e radial;
- Aplicação de cargas com F1 e F2 nas respetivas superfícies de contacto dos rolamentos com o pescoço do quadro;
- Retiradas das simulações componentes não essenciais, por exemplo, os fixadores das carenagens, etc.

3.4.6 Compressão total da suspensão traseira

Neste momento para validar o protótipo resta saber se o apoio da suspensão no quadro vai aguentar os esforços da compressão total da mola, fazendo com que a força seja totalmente transmitida da escora para o quadro, pelo corpo da suspensão.

Para este teste foi assumido que a mola de suspensão traseira era a mola de origem que equipa o modelo RC390 da marca KTM, com as seguintes características:

$$k = 105 \text{ N/mm};$$

$$\Delta L = 63 \text{ mm}.$$

Para calcular a força que o quadro suportará no cenário em estudo, utilizou-se a equação (3.32).

$$F = k \cdot \Delta L = 6615 \text{ N} \quad (3.32)$$

A análise pelo método dos elementos finitos foi preparada com os seguintes parâmetros:

- Restrição fixa nos apoios da escora;
- Restrição de pino nos três veios do motor, impossibilitando os movimentos nas direções axial e radial;
- Aplicação da carga F na superfície de contacto do olhal superior da suspensão traseira e o quadro;
- Retiradas das simulações componentes não essenciais, por exemplo, os fixadores das carenagens, etc.

Na Figura 3.19 é representado como a simulação deste cenário é aplicada.

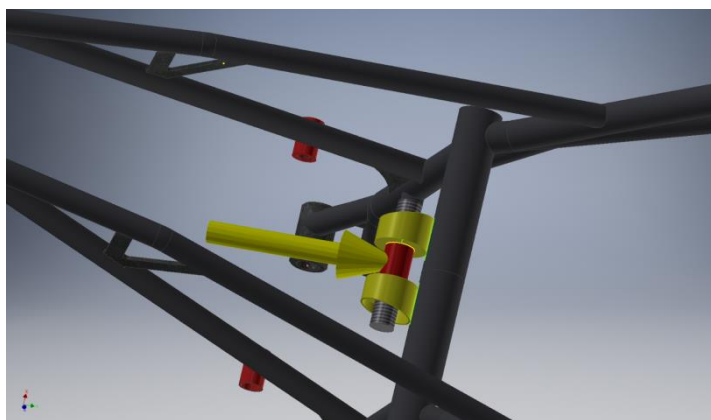


Figura 3.19 – Ilustração da carga na situação de compressão total da mola

Outros ensaios serão posteriormente apresentados, as simulações por elementos finitos das mesas de direção.

Outros ensaios serão posteriormente apresentados, nomeadamente as simulações por elementos finitos das mesas de direção nas respetivas condições de trabalho.

Capítulo 4. Evolução do protótipo e otimização do conceito

Neste capítulo pretende-se mostrar ao leitor a evolução desde o ponto inicial até ao protótipo final. Como foi enunciado anteriormente, fez-se um levantamento dos materiais e tecnologias de fabrico disponíveis e começou-se a formar uma estrutura que fosse mais leve e simples que a versão anterior já construída. O objetivo inicial era encontrar os valores de rigidez e trabalhar a partir daí, verificando se o protótipo concebido iria suportar as condições de trabalho, eficientemente.

É importante referir, que numa fase tardia do projeto, detetou-se um erro de cálculo. Este será explicado em detalhe mais adiante neste capítulo, assim como a resolução deste problema.

Logo de partida como já tinha sido escolhido, que o protótipo iria ser construído em treliça podendo ou não ser misturado com uma estrutura em diamante, pois este tipo de estrutura face ao material que está disponível para a construção do motociclo real adequava-se muito a esse tipo de quadro. Como tal, em primeiro lugar foram definidos os ângulos de ataque da suspensão frontal, a distância entre eixos a utilizar, provenientes de medições efetuadas à BeOn Moto3, pelas razões já enunciadas. De seguida as jantes e pneus utilizados no protótipo foram montados, e foi utilizado um motor fictício de modo a ter uma noção da altura que o motociclo teria e a distância a que o centro de massa do motociclo ficaria do chão. Também é importante referir que estavam a ser tidas em conta todas as limitações dos processos de manufatura disponíveis.

A alteração do centro de massa, era uma das mudanças mais essenciais que tinham de ser implementadas neste protótipo, pois a primeira versão pecava muito pelo seu centro de massa demasiado baixo. Foi alvo de grandes críticas por causa do seu comportamento que proporcionava à entrada e saída de curva. Na opinião dos jornalistas e pilotos que experimentaram o protótipo anterior, referiam que era uma moto muito cansativa para entrar e sair de curva, pois tinham que fazer muita força com o corpo (18)

. Consequentemente este tipo de condução é bastante exaustivo para o piloto e numa corrida de 50 a 60 Km, o cansaço do piloto define muito a performance do final da prova, sendo este fator o mais importante a ser retificado, assim como a posição de condução que deveria ser mais agressiva, ou seja ter a traseira (*baquet*) mais inclinada e alta.

O primeiro protótipo de aspeto criado contemplava estas mudanças, e cumpria já estes parâmetros (Figura 4.1 e Figura 4.2).



Figura 4.1 - Primeiro protótipo desenvolvido

Este primeiro protótipo tinha uma distância entre eixos de 1235mm, o motor mais alto, tornando o centro de massa mais alto e tendo um peso reduzido, pois eram utilizados tubos de aço E420 de diâmetros 14 e 18mm havendo ainda um tubo na parte traseira de E220, responsável por ligar as duas laterais do quadro dum lado ao outro, assim como conectar a parte traseira do quadro à frontal. Também foi implementada uma chapa junto da coluna de direção para dar mais rigidez à estrutura e posteriormente, um tubo longitudinal, mas sem sucesso, embora fosse notada alguma diferença nos valores de rigidez.

A ideia subjacente desta primeira versão era usar o apoio da frente do motor como um suporte das forças transmitidas pela cabeça do quadro. Desta forma, era possível eliminar um dos tubos paralelos que costumam compor quadros do tipo treliça, baixando o peso do quadro.



Figura 4.2 – Detalhes do 1º protótipo

Este design embora simples e a olho nu pareça resistente, não conseguia estar dentro dos parâmetros de rigidez necessários para o bom funcionamento do quadro e teve que ser descartado. Os valores de rigidez à torção, à flexão lateral e longitudinal, ficavam muito abaixo dos intervalos pretendidos, e iria ser necessário adicionar material para compensar a falta de rigidez estrutural.(7)

Como tal foi necessário repensar o design e a disposição dos triângulos de forma a tentar subir a rigidez estrutural. A solução passou por trazer de volta o conceito de dois tubos que partiam do pescoço do quadro e que se encontrariam na parte traseira, como pode ser visualizado na Figura 4.2, assim como também foi adicionado um tubo de diâmetro 14mm destacado na Figura 4.3.

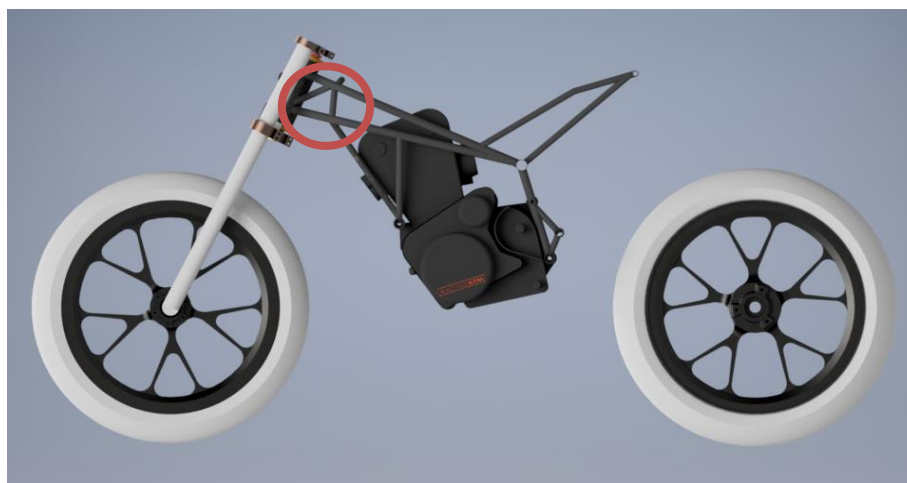


Figura 4.3 - Destaque do tubo inserido

Esta evolução teve resultados melhores que a versão anterior. O valor de rigidez estrutural, em todos os parâmetros, embora fosse inferior nos parâmetros de rigidez lateral e longitudinal, por outro lado permitiu que os valores de rigidez à torção fossem mais elevados, embora fora do intervalo pretendido, indicando que a mudança de geometria foi bem-sucedida. Pelo menos já havia uma referência de que o aumento da rigidez à torção era dado pela triangulação destacada a vermelho na Figura 4.3. O valor

da rigidez à torção era mais elevado que ao intervalo pretendido. A conclusão retirada foi que havia material a mais a restringir o movimento de torção do pescoço do quadro, pois o valor de rigidez é também fortemente associado à quantidade de material que compõe a estrutura. Com o intuito baixar esse valor, algum tubo teria que ter um diâmetro menor ou ser eliminado.

Na Figura 4.4 e Figura 4.5 é mostrado as alterações tomadas face à primeira versão concebida.



Figura 4.4 - Destaque ao tubo alterado

Como os valores de rigidez longitudinal e lateral estavam abaixo dos intervalos pretendidos, o objetivo principal para a próxima versão seria de tentar restringir os movimentos da estrutura lateralmente e longitudinalmente. Como tal, em detrimento ao aumento de rigidez à torção do quadro, a ideia passava por testar algumas disposições de chapas e tubos diferentes com o objetivo de ver o que aconteceria à rigidez lateral e longitudinal do quadro em busca de soluções que restringissem o movimento da estrutura, tendo sido desenvolvido o protótipo apresentado na Figura 4.6 e na Figura 4.7.



Figura 4.5 - Protótipo desenvolvido

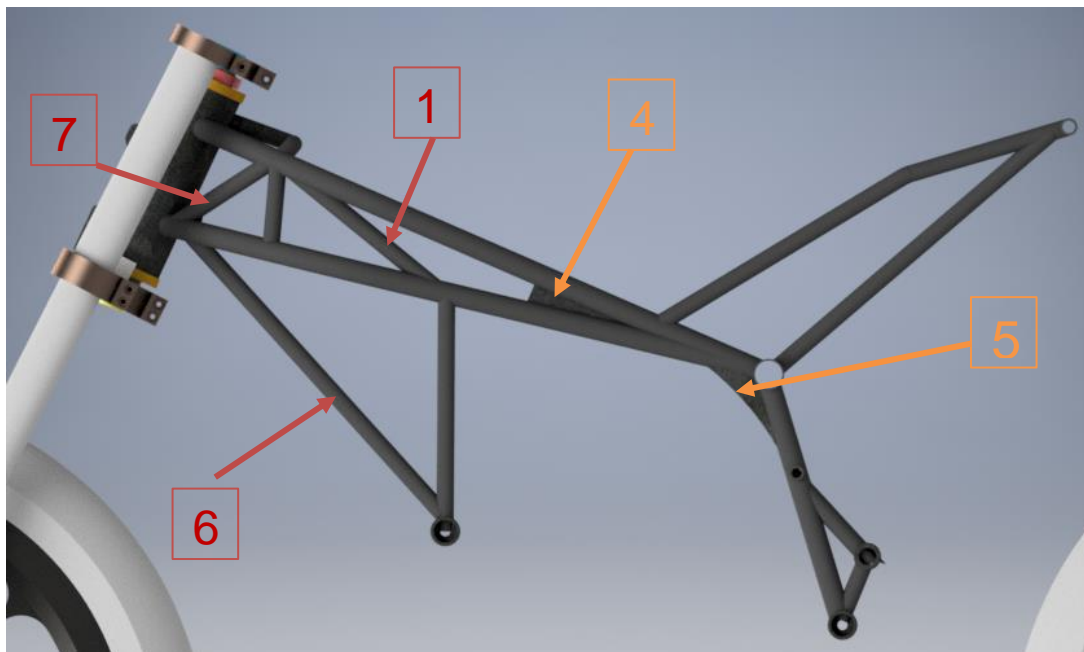


Figura 4.6 - Protótipo desenvolvido com todas as alterações destacadas

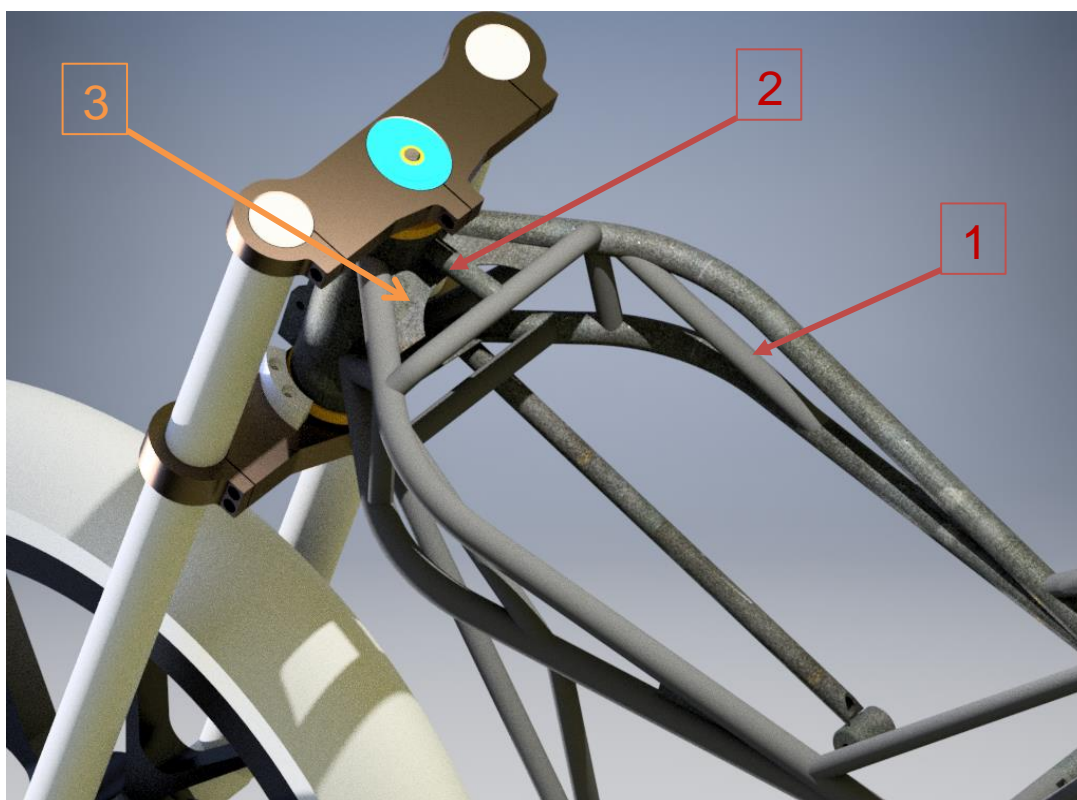


Figura 4.7 - Protótipo desenvolvido com todas as alterações destacadas

Nesta versão incluíram-se os tubos, número 1 e 2, de diâmetro 14mm; assim como as chapas 3 e 4 de 1mm de espessura, e por fim, deslocou-se o tubo 6 para mais perto do pescoço do quadro.

Os resultados de rigidez estrutural com estas alterações foram positivos, pois a estrutura ficou mais rija. Não cumpria os critérios necessários, excedendo todos os intervalos pretendidos, o que significava que algumas das alterações introduzidas tinham algum efeito positivo para permitir chegar aos resultados pretendidos. O passo que foi tomado a seguir, consistiu em testar cada alteração individualmente, feita neste protótipo e entender o real contributo que cada chapa ou tubo traziam para atingir os parâmetros de rigidez longitudinal, lateral e de torção. Posteriormente procederam-se a iterações de combinações entre tubos e chapas apresentados.

A primeira montagem que foi testada, foi a inclusão da chapa nº 3, visível na Figura 4.7, de 1mm de espessura, que reduziu o movimento nos três testes de rigidez, mas foi insignificante e sendo assim abandonada esta solução.

A alteração testada de seguida, individualmente, consistiu em deslocar o tubo 6 (Figura 4.6) para mais perto do pescoço do quadro. A mudança da posição deste tubo trouxe resultados positivos. Os valores de rigidez à torção e flexão lateral situavam-se dentro dos valores pretendidos, embora a deformação longitudinal ainda estivesse

distante de ser atingida dada a deformação que era gerada. Mas deste ponto foi possível tirar uma outra conclusão, de que este tubo tinha um contributo importante para restringir a deformação lateral e à torção do quadro fornecendo a rigidez necessária.

Após analisar exaustivamente várias configurações, individualmente e algumas soluções conjuntas, as seguintes conclusões foram retiradas:

- Ao avançar o tubo 6 (Figura 4.6) para mais junto do pescoço do quadro teve um forte impacto nos valores de rigidez longitudinal e à torção, pois aumentava-os e reduziu o valor de rigidez lateral ligeiramente;
- A inclusão da chapa 4 (Figura 4.6) teve um impacto na rigidez longitudinal do quadro, aumentava-o, ou seja, quanto maior o comprimento da chapa e espessura;
- A chapa 5 (Figura 4.6) contribuía ligeiramente para o aumento da rigidez à torção e por conseguir fornecer à estrutura rigidez longitudinal, significativamente;
- O tubo 2 (Figura 4.7) não tinha influência na alteração dos valores da rigidez e foi desvalorizado;
- O tubo, assinalado na Figura 4.8, era responsável por dar rigidez nas três vertentes em estudo, pois sem este tubo os valores de rigidez lateral decresciam para metade e reduziam também a rigidez à torção e longitudinal. O tubo assinalado, tornava obsoleto a existência do tubo inferior a este, que está assinalado na Figura 4.7, pois em cima este era essencial e em baixo não. Este tubo até podia ser utilizado posteriormente para apoiar componentes como o depósito de gasolina ou a caixa-de-ar, e por isso revelava-se importante.



Figura 4.8 – Destaque do tubo sinalizado

- Ainda sobre o tubo destacado na Figura 4.8, é de referir que se este tubo tiver um formato curvo junto das extremidades, comparado com outro idêntico, mas sem essas curvaturas, os resultados da rigidez foram ligeiramente superiores;
- A chapa 3 (Figura 4.7) era capaz de fornecer alguma rigidez longitudinal à estrutura sem ter efeito significativo nas outras duas componentes de rigidez do quadro;
- A posição do tubo 7 variava o valor de rigidez à torção significativamente. Se este for soldado diretamente ao pescoço do quadro este apresenta um valor de rigidez à torção inferior do que se for soldado como está representado na Figura 4.6.
- O tubo 1 influencia a rigidez global, aumentando-a, nos três parâmetros.

Com a variante apresentada na Figura 4.9, foi a primeira vez que foi possível atingir os intervalos de rigidez:

Os valores de rigidez retirados foram os seguintes:

-Rigidez à torção: 5.9171 kNm/°;

-Rigidez lateral: 2.2635 kN/mm;

-Rigidez longitudinal: 5.1099kN/mm.

Nesta solução foi possível chegar aos valores pretendidos aplicando a chapa 4, chegando o tubo 6 para junto da coluna de direção e introduzindo o tubo 1.



Figura 4.9 – 1º Protótipo que atingiu os intervalos de rigidez pretendidos

Uma segunda configuração que conseguiu cumprir os parâmetros de rigidez estrutural é a apresentada na Figura 4.10:

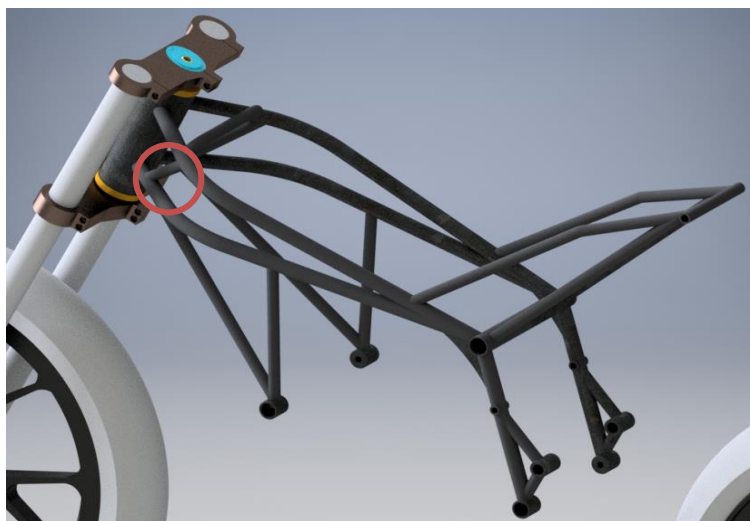


Figura 4.10 -2º Protótipo que atingiu os intervalos de rigidez pretendidos

Os valores de rigidez retirados foram os seguintes:

- Rigidez à torção: 6.8757 kNm/º;
- Rigidez lateral: 2.3708 kN/mm;
- Rigidez longitudinal: 6.1843kN/mm.

Com esta configuração atingiram-se os valores apresentados incluindo a chapa 5 e retirando a chapa 4, o tubo 1 e o vertical situados na zona assinalada na Figura 4.10. Assim comprova-se que a chapa 5 teve um grande contributo para a rigidez global estrutural, sendo também uma solução mais viável e leve. A chapa 4 encontrava-se num sítio complicado para ser soldada aos tubos adjacentes, daí ter sido retirada.

Tendo chegado a este resultado de rigidez o próximo passo dado foi de melhorar a zona traseira do quadro, nomeadamente a zona de ancoragem da escora com o quadro, pois o *pivot* da escora estava demasiado elevado. Então surgiu a alteração presente na Figura 4.11.

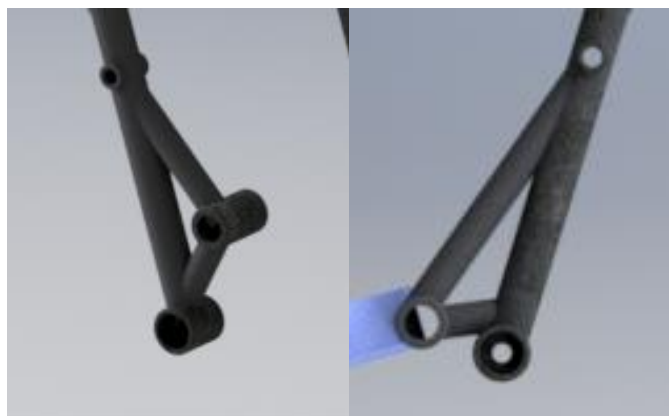


Figura 4.11 – Mudança do pivô da escora, antigo à esquerda e alterado à direita

Tendo sido aplicado esta ligeira modificação, o quadro ficou com o aspeto apresentado na Figura 4.12.



Figura 4.12 – Aspeto do quadro com as alterações

Depois desta alteração foram iniciadas as simulações, recorrendo ao método de elementos finitos, das condições de trabalho para comprovar o *design*, utilizando os valores e metodologia descrita no Capítulo 3. Começou-se então pelo teste da Prensa de 250kgf no subquadro. Foi notório que existiam tensões que estavam a ser transmitidas para o quadro, nas zonas perto da união do subquadro com o quadro. As tensões ultrapassavam os 220 MPa, sendo a tensão de cedência do tubo que faz a conexão entre os dois subsistemas, como se pode ver na Figura 4.13.

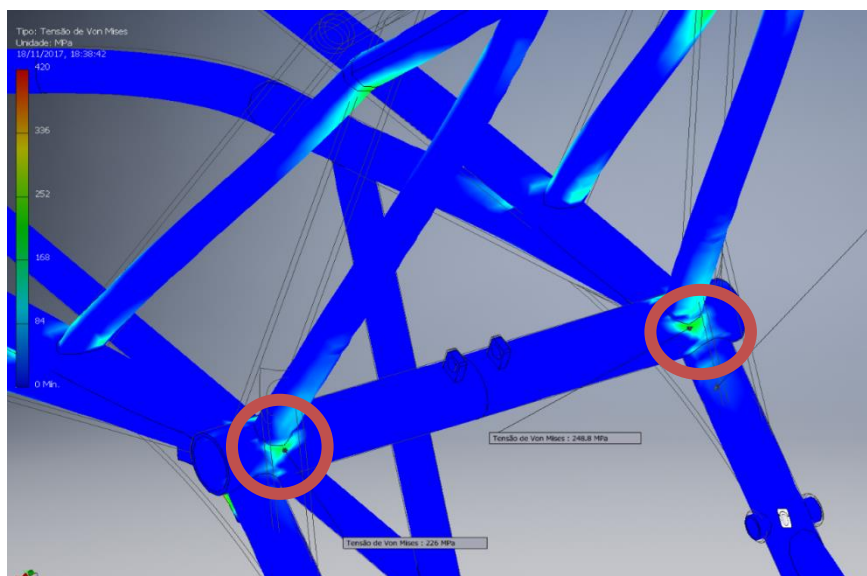


Figura 4.13 – Resultados da análise FEM do teste da prensa a 250kgf

Os valores de pico de tensão assinalados na Figura 4.13 rondavam os 250 MPa, e por isso, foi necessário reforçar aquela zona. A solução mais simples passou por acrescentar um tubo para formar um triângulo na zona em questão, tal como mostra a Figura 4.14.



Figura 4.14 – Alteração criada

Com esta alteração os resultados melhoraram, tendo sido registado um pico de tensão de 207.7 MPa, na superfície dum tubo em que a tensão de cedência é de 420 MPa. O pico de tensões na estrutura atingiu os 366 MPa na superfície do tubo superior do subquadro, com tensão de cedência de 420 MPa, visível na Figura 4.15.

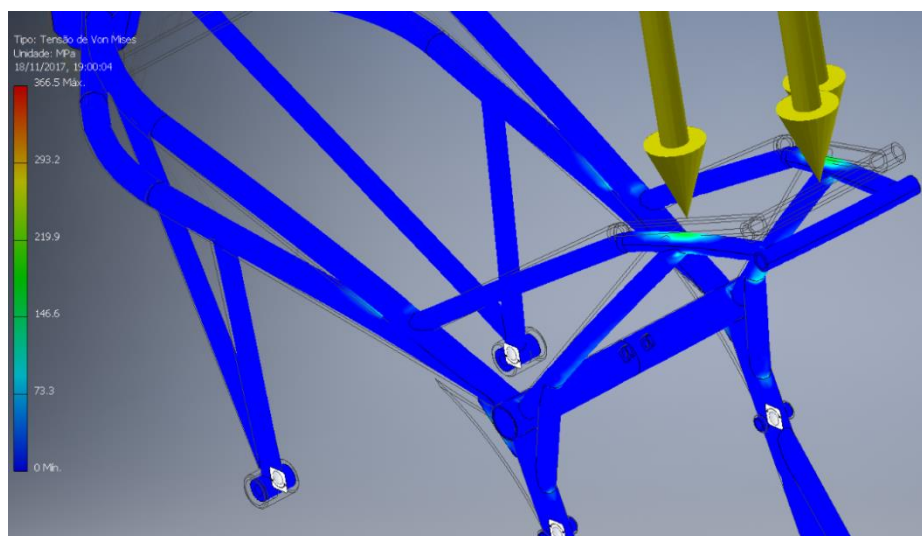


Figura 4.15 – Resultado da análise do carregamento no subquadro após alteração

De seguida procedeu-se ao teste da prensa de 300 kgf, aplicados diretamente na roda da frente, que é o teste mais exigente para a estrutura. Reparou-se que esta tinha um défice de resistência na zona destacada, com um círculo vermelho, na Figura 4.16. Mas este resultado apenas alertou para problemas que iriam surgir mais à frente, pois este foi um ponto de viragem.

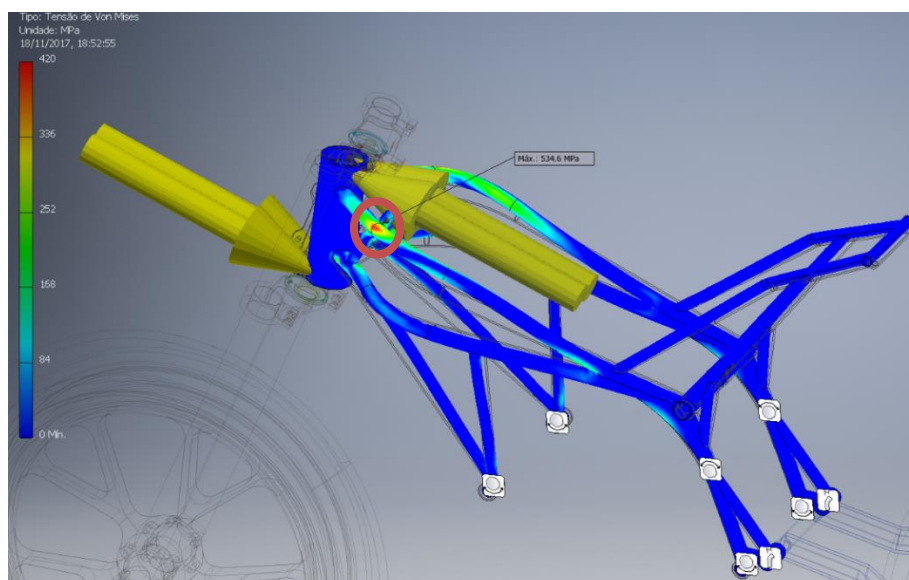


Figura 4.16 – Resultado da análise FEM na situação da prensa de 300 kgf

Assim todos estes designs tiveram que ser abandonados, pois como já foi enunciado, este projeto destina-se à competição Motostudent, e a organização do evento é responsável por fazer chegar às universidades inscritas todos os componentes comuns às várias equipas, assim como a documentação técnica necessária. Acontece

que, no decorrer deste projeto o motor oficial já tinha sido divulgado, mas não havia acesso às dimensões corretas dos apoios do motor nem mesmo a dimensão dos componentes do motor oficial da competição. Como tal, ao projeto foi necessário adaptar uma estrutura nova ao motor.

O quadro até aqui projetado, quando foi montado à peça CAD (motor), oficial da organização da competição, obtido por engenharia inversa, era mais estreito na parte inferior que o modelo simplificado utilizado até ao momento. Surgiram vários problemas a resolver nomeadamente, a largura do quadro na parte superior e inferior (o bloco do motor KTM intersectava os tubos laterais superiores da estrutura), os três apoios do motor tinham diâmetros de veios distintos dos projetados, a distância entre centros também não era a correta e, por fim, a traseira do quadro até aqui projetado era demasiado estreito e impedia que a corrente de transmissão chegasse à cremalheira, a linha da corrente intersectava o quadro na parte inferior.

A solução para este problema foi simples. O tipo de geometria até aqui estudada tinha potencial de ser aplicada, assim como todos os conceitos aprendidos e já descritos anteriormente. Somente era necessário adaptar a forma geral do quadro e a posição dos apoios do motor, voltar a encontrar os intervalos de rigidez pretendidos e validar o *design* em condições de trabalho feito até à data.

A Figura 4.17, mostra a evolução que o quadro sofreu de forma a suportar o motor corretamente e que garantia os valores de rigidez necessários:



Figura 4.17 – Quadro alterado

Nesta versão criada transitavam quase todos os aspetos desenvolvidos até ao momento, diferindo nas posições dos apoios do motor, assim como na posição dos tubos traseiros do quadro de forma a que a passagem da corrente de transmissão fosse feita pela parte de dentro do quadro. Isto pode ser observado na Figura 4.18.



Figura 4.18 – Quadro alterado (vista traseira)

Este tipo de configuração permite uma maior segurança para o piloto, pois em caso de a corrente partir, a sua perna esquerda tem uma proteção extra, o próprio quadro. Mas em termos ergonómicos, ter a zona traseira do quadro tão larga, pode ser problemático. Isto significa que as pernas do piloto terão que ficar mais abertas o que poderá ser desconfortável, dando a sensação ao piloto que está a guiar um motociclo grande e pouco ágil. Outro aspeto a mencionar é a necessidade do motociclo possuir uma carenagem mais larga que o necessário, aumentando o seu arrasto, em termos aerodinâmicos, pois teria uma área frontal maior.

Este quadro contemplava os valores de rigidez necessários para o bom funcionamento do motociclo:

- Rigidez à torção: 6.933 kNm/°;
- Rigidez lateral: 1.739 kN/mm;
- Rigidez longitudinal: 9.346kN/mm.

Em alternativa a este quadro mais largo de traseira, foi desenvolvido um que tinha a traseira mais estreita para melhorar os aspetos menos positivos da versão apresentada anteriormente. O resultado obtido é o apresentado na Figura 4.19.

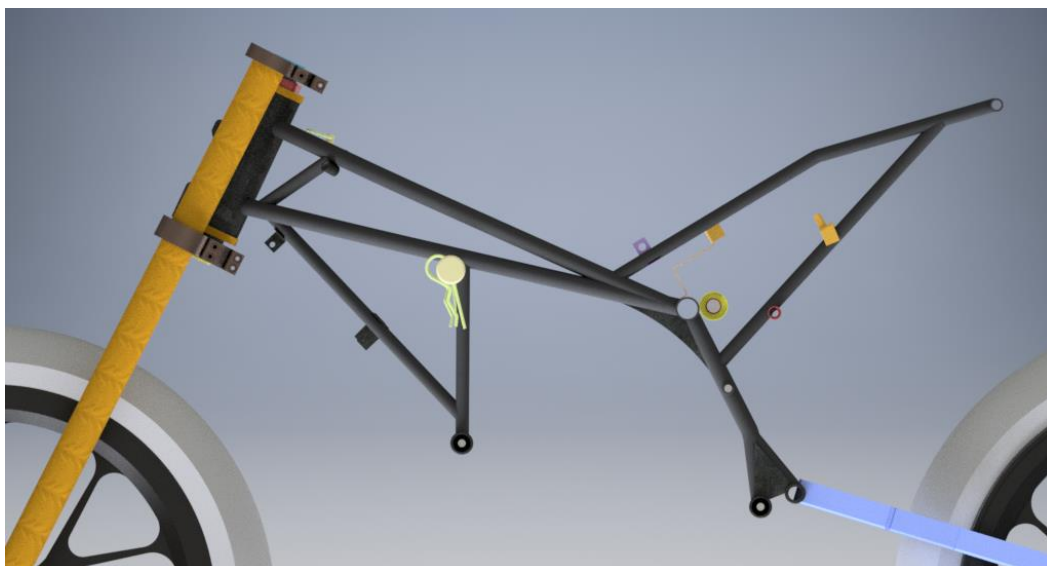


Figura 4.19 – Vista lateral do quadro melhorado

Esta versão criada conseguia estar dentro dos valores de rigidez estrutural pretendidos, sendo esses valores:

- Rigidez à torção: 6.555 kNm/°;
- Rigidez lateral: 2.371 kN/mm;
- Rigidez longitudinal: 6.707kN/mm.

As principais alterações feitas nesta versão do quadro estão destacadas na Figura 4.20:

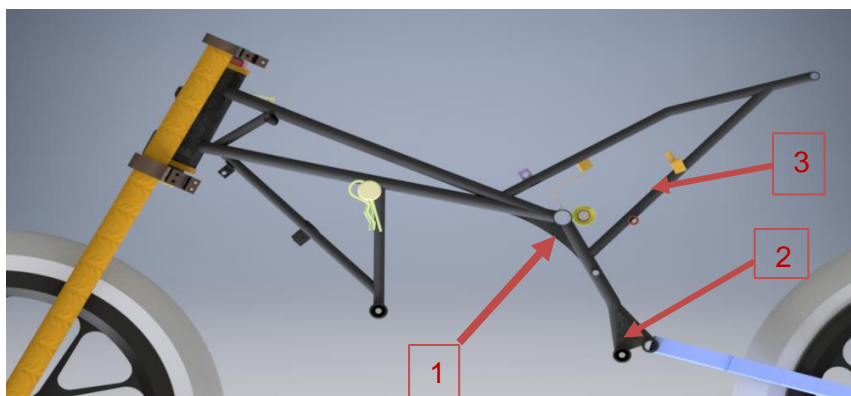


Figura 4.20 – Destaque das alterações criadas

Na chapa 1, indicada na Figura 4.20, foi aumentada a espessura de 1mm para 2 mm, assim como o raio da chapa para reforçar a zona traseira do quadro, tendo um impacto positivo nos valores de rigidez longitudinal e lateral do quadro. O aumento da espessura desta chapa permitiu o aumento da rigidez de forma suficiente capaz de aguentar maiores esforços, quando fossem aplicadas as cargas de trabalho (5).

Esta atualização do quadro serviu para eliminar o tubo de reforço do subquadro criado anteriormente (Figura 4.14), e deslocando-se o tubo nº 3, da Figura 4.20. Desta

forma, o quadro foi simplificado e ofereceu uma solução mais leve e simples para soldar. Os testes ao subquadro e respectivas evoluções são tidas em maior detalhe mais adiante neste capítulo.

Outra mudança foi a inclusão da chapa 2, em detrimento do tubo que servia de suporte entre o *pivot* da escora e o quadro, pois acabou por ser uma solução que premiava a simplicidade de construção. Mostrou-se mais simples de soldar, assim como foi mudada a posição do tubo que liga o quadro ao *pivot* da escora, como é possível observar na Figura 4.21.

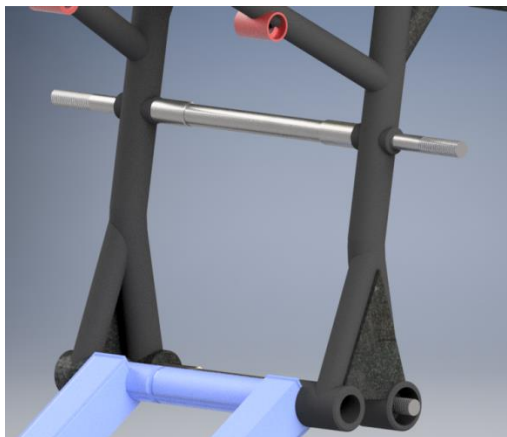


Figura 4.21 – Solução Criada

As ligações entre os vários tubos que compõem o quadro foram projetadas para evitar ao máximo junções em curvas, pois dificultam o trabalho ao soldador aquando da montagem do quadro.

Este quadro foi submetido ao ensaio da prensa de 300 kgf na roda da frente e os resultados obtidos estão na Figura 4.22:

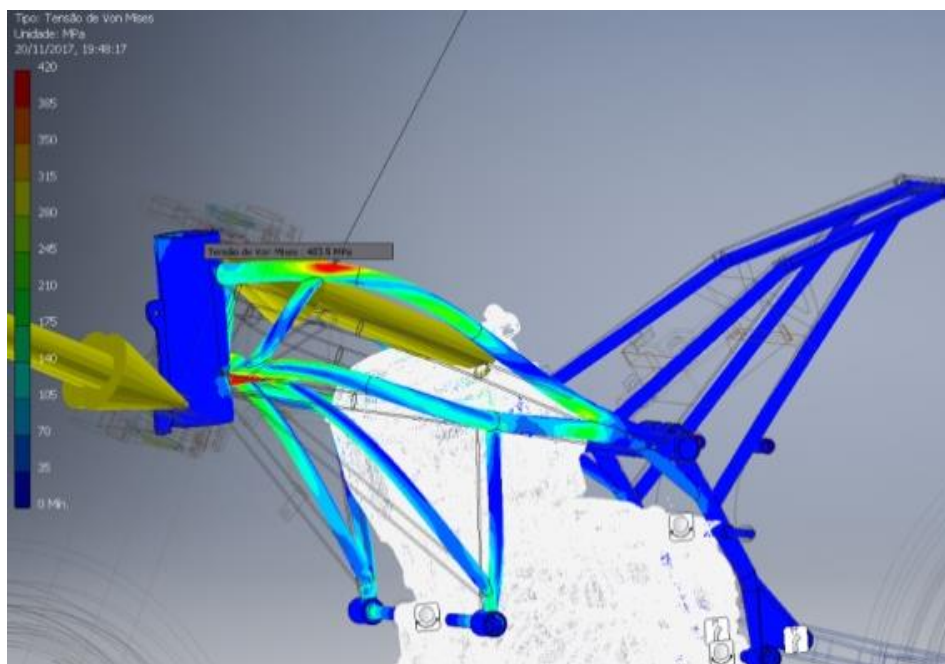


Figura 4.22 – Resultado análise FEM na situação de prensa 300 kgf

Os resultados da análise de tensões mostradas apresentavam picos de 490 MPa logo nem compensava fazer mais testes de tensões a este quadro. Era notório que a parte da frente do quadro necessitava de ser reavaliada para suportar estes esforços de forma eficiente.

Analisando todos os estudos e conclusões retiradas das versões anteriores dos quadros, a melhor forma de reforçar a dianteira do quadro, seria este possuir um elemento triangulado de modo a fortalecer a zona em questão. Foram então testadas três configurações distintas, compostas pela adição de dois tubos de diâmetro 14mm com espessura de 2mm, de cada lado do quadro com geometrias distintas, que podem ser visualizadas na Figura 4.23, na Figura 4.24 e na Figura 4.25.



Figura 4.23- Configuração 1 do reforço criado



Figura 4.24- Configuração 2 do reforço criado



Figura 4.25 – Configuração 3 do reforço

Os resultados do ensaio anterior foram realizados novamente para cada configuração em estudo. Para a primeira configuração em análise, foram gerados resultados presentes na Figura 4.26.

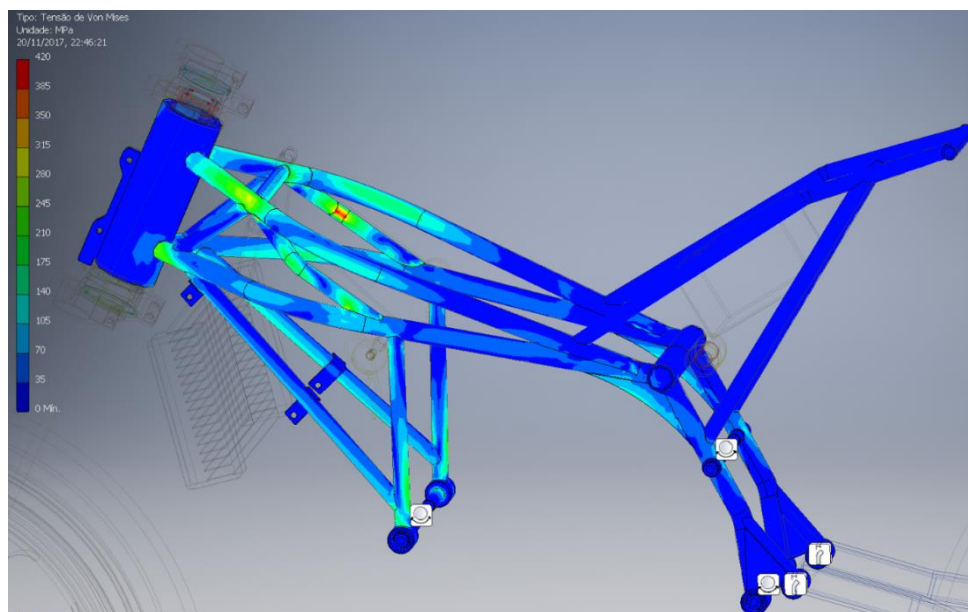


Figura 4.26 – Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 300 kgf da configuração 1

Os resultados desta versão passaram ao teste da prensa de 300 kgf aplicados na roda da frente, tendo sido registado um pico de 400 MPa, visível na Figura 4.26. O tubo onde esse pico ocorre tem uma tensão de cedência de 420 MPa (15).

Em termos industriais, se forem analisados os processos de fabrico, por onde estes tubos teriam que ser submetidos, verifica-se que estes seriam em primeiro lugar cortados a laser nas extremidades obrigatoriamente, e posteriormente dobrados. Isto acrescentaria problemas a nível da qualidade do tubo no final. Pois dado o pequeno comprimento do tubo, este ao ser apertado nas extremidades na máquina de dobragem iria esmagá-las. Esta solução apresenta-se também como a mais pesada, devido ao maior comprimento de tubo, assim como tem um processo extra de manufatura. A única vantagem desta solução passava por não obstruir componentes que estivessem na zona interior do quadro.

De seguida seguem-se os resultados do mesmo teste, mas desta vez, com a segunda variante testada, representados na Figura 4.27.

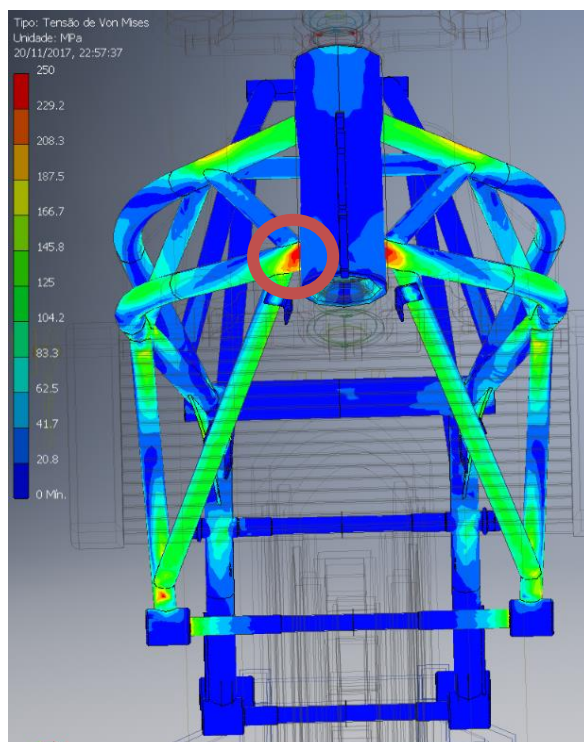


Figura 4.27 – Resultados da análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 300 kgf da configuração 2

Obteve-se um pico de tensão com uma magnitude de 275MPa, na zona destacada, muito mais baixo comparativamente com o teste anterior e dentro de valores admissíveis, considerando a tensão admissível a do material do tubo.

Esta solução é mais rápida de produzir em detrimento da anterior e apresenta valores de tensões mais baixos que a primeira configuração. A desvantagem desta configuração é o seu posicionamento durante a montagem do tubo na soldadura. Este formato garante que todos os elementos em seu redor possam ser soldados eficazmente, pois considerou-se dar espaço para que os cordões de soldadura não se cruzassem.

A última versão que falta testar é a que se apresenta como uma das mais simples de manufaturar e mais leve, apresentando um comprimento do tubo menor e menos dificuldade em soldar, dado a fácil acessibilidade às zonas a intervir e de posicionar. O pico de tensão máximo registado foi aproximadamente de 368 MPa, como é possível verificar na Figura 4.28, estando a zona do pico de tensão evidente.

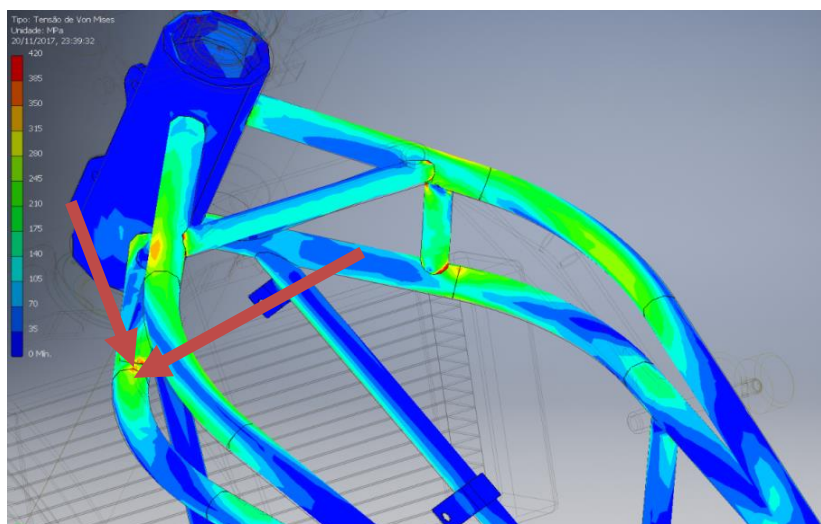


Figura 4.28 – Resultados da análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 300 kgf da configuração 3

Como as três soluções passaram pelo teste mais difícil a que a estrutura será submetida, resta saber qual das três soluções escolher, através duma breve avaliação da rigidez estrutural que é apresentada na Tabela 4.1.

Tabela 4.1- Tabela de comparação dos valores de rigidez estrutural das diferentes configurações estudadas

	Configuração 1	Configuração 2	Configuração 3
Rigidez à torção [kNm/°]	18.063	21.204	13.107
Rigidez lateral [kN/mm]	2.248	2.277	2.273
Rigidez longitudinal [kN/mm]	6.124	6.142	6.124

Depois de analisar esta tabela de rigidez é possível observar que com estes reforços na estrutura os valores de rigidez à torção ficam fora do intervalo pretendido de 3 a 7 kNm/°. A configuração 3 foi a que melhores resultados obteve, pois encontra mais perto do intervalo de rigidez pretendido e então foi escolhida para continuar o desenvolvimento do quadro. Esta acrescenta menos peso à estrutura, e teve menos impacto no aumento da rigidez do quadro, é também a solução mais simples a ser implementada e por estas razões este problema foi considerado resolvido.

Depois desta análise foram evidentes pormenores no quadro que deviam ser mudados de forma a facilitar a montagem e a soldadura dos tubos ou chapas. Considerou-se que a chapa em forma de meia-lua (chapa 1), apresentada na Figura 4.20 não estava a ser aproveitada da melhor forma(5).

Esta tinha que ser soldada de preferência numa posição tangencial entre os dois tubos que reforçava, além de que para soldar as duas chapas de forma simétrica no quadro é complicado dada a geometria da frente do quadro que tende a afunilar na parte traseira. Como tal, esta chapa foi substituída por um tubo, que será mais fácil de montar e soldar corretamente, embora tenha uma pequena desvantagem de ter um ângulo apertado para soldar. As alterações efetuadas podem ser vistas na Figura 4.29.

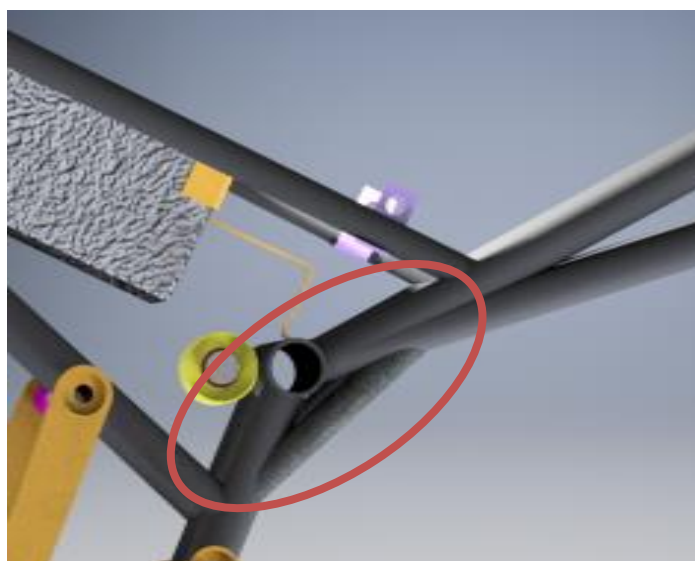


Figura 4.29 – Resultado da alteração da chapa 1 correspondente à Figura 4.20

Tal como mencionado no início deste capítulo foi detetado um erro na folha de cálculos utilizada para os cálculos da rigidez estrutural, nomeadamente no cálculo da rigidez à torção. Na folha de cálculo, quando era aplicada a equação (3.14), esta não incluía a multiplicação da constante “braço”. Com este problema todos os resultados até aqui apresentados em termos de valores de rigidez estão sobredimensionados. Ou seja, na verdade os valores de rigidez à torção da Tabela 4.1, corretos são os apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2- Tabela com os valores de rigidez à torção corrigidos da Tabela 4.1

	Configuração 1	Configuração 2	Configuração 3
Rigidez à torção			
[kNm/°]	2.890	3.393	2.097

Os restantes valores de rigidez estrutural não são afetados, por causa deste erro, assim como, as conclusões retiradas anteriormente. Apenas consta que o resultado final poderia ter sido atingido mais cedo. No entanto, todo o conhecimento adquirido até este ponto do projeto, não é totalmente inválido.

A resolução do problema passou por analisar todo o conhecimento adquirido até este momento e adaptá-lo ao quadro concebido de forma a melhorar os valores de rigidez à torção do quadro.

Analisando os resultados da Tabela 4.2, verifica-se que a única configuração, capaz de cumprir os valores de rigidez à torção é a configuração 2. Foi também esta configuração que apresentava menores esforços no quadro no teste da prensa de 300 kgf aplicadas na roda da frente. Como tal, esta será a solução a adotar para o protótipo final.

O valor de rigidez à torção da configuração 2 estava demasiado próximo do valor mínimo do intervalo de rigidez à torção pretendido, o que à partida indicava que o comportamento da mota, podia ser pouco responsivo aos *inputs* do piloto(7). Para o cenário a que este protótipo se destina, pode não ser vantajoso. Isto conduziu a que algumas alterações e diferentes configurações fossem novamente testadas, de forma a subir os valores de rigidez e o resultado final é o quadro representado na Figura 4.30- Vista lateral do modelo CAD do quadro desenvolvido e na Figura 4.30.

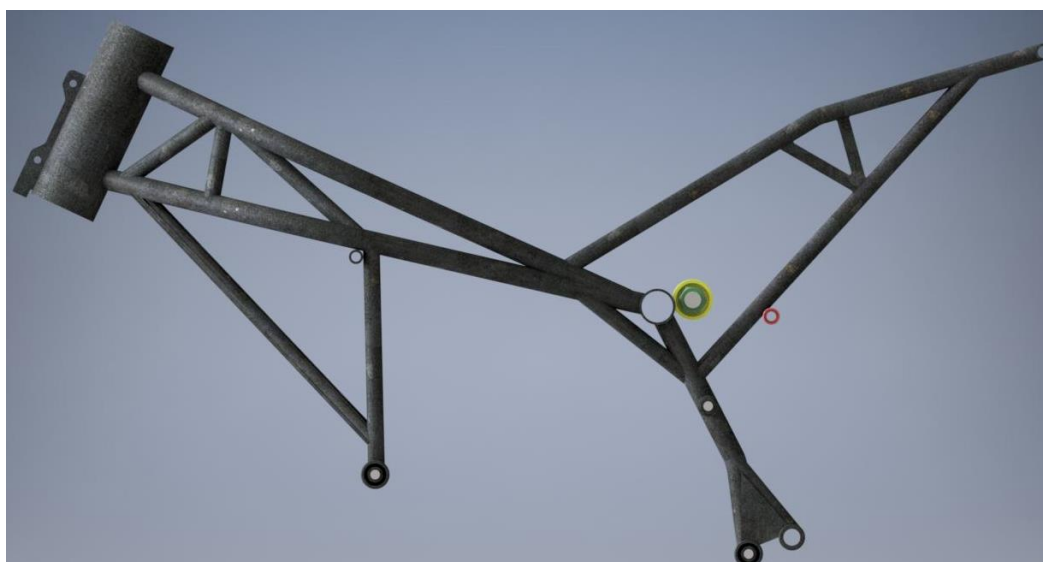


Figura 4.30- Vista lateral do modelo CAD do quadro desenvolvido



Figura 4.31- Vista frontal do modelo CAD do quadro projetado

4.1 Verificação da rigidez estrutural

Aplicando as equações (3.13) e (3.14), segundo as condições descritas no capítulo 3.3, conduz à Tabela 4.3 que apresenta a rigidez final do quadro projetado.

Tabela 4.3- Rigidez final do quadro projetado

Rigidez à torção [kNm/°]	Rigidez lateral [kN/mm]	Rigidez longitudinal [kN/mm]
5.596	2.844	7.062

Verifica-se que todos os parâmetros estão dentro dos valores pretendidos inicialmente. Conclui-se que à partida com este quadro, o motociclo que for equipado com ele terá uma boa manobrabilidade, terá boa precisão nas trajetórias e será responsivo face às exigências do piloto (7).

4.2 Validação em situação prensa 300 kgf aplicados no eixo frontal

Para validar o quadro nesta situação foram aplicadas as forças com os valores calculados no capítulo 3.4.5, assim o procedimento descrito produziu os resultados presentes na Figura 4.32 e na Figura 4.33, relativamente à tensão de Von Mises e deslocamentos respetivamente.

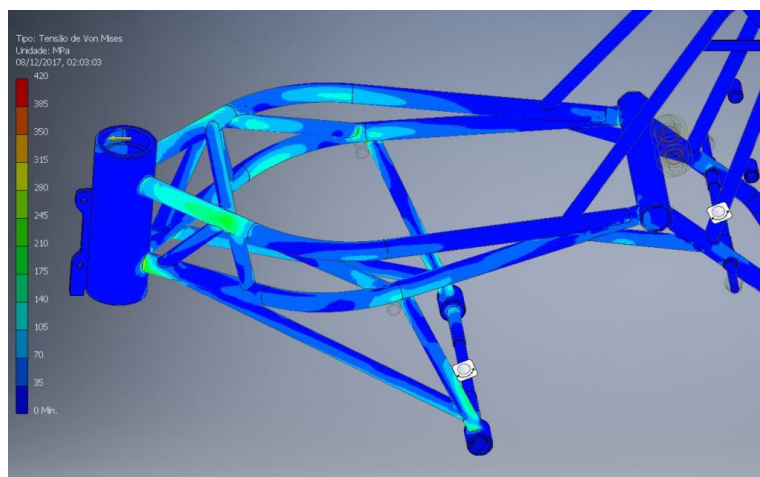


Figura 4.32- Resultados análise FEM das tensões de Von Mises na situação de prensa 300 kgf

As tensões máximas presentes no quadro rondavam os valores entre os 180 e os 220 MPa nos tubos adjacentes ao pescoço do quadro e perto da zona do apoio do motor frontal.

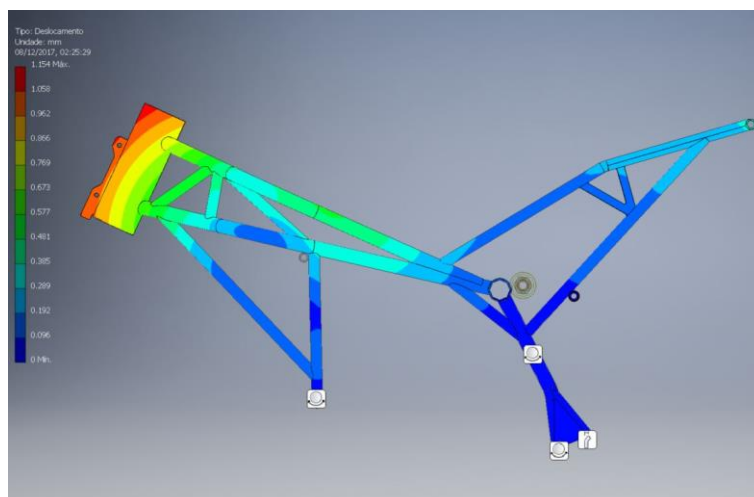


Figura 4.33- Resultados análise FEM dos deslocamentos na situação de prensa 300 kgf

A Figura 4.33 apresenta o deslocamento máximo obtido na análise por elementos finitos, tendo sido obtido um deslocamento máximo de 1.154mm, na cabeça do quadro.

Como é possível constatar o protótipo encontra-se em condições de aguentar o teste estático da prensa, pois as tensões mais altas ao longo do quadro são sempre inferiores à tensão de cedência do aço utilizado E420 EN 10305-3:2002, assim como da tensão admissível de projeto considerando um coeficiente de segurança de 1.5, que compõem as zonas de tensões mais altas.

4.3 Validação em situação prensa 250 kgf aplicados no subquadro

Testando agora a situação da prensa de 250 kgf aplicados na zona do banco da mota obtiveram-se os resultados, apresentados na Figura 4.34 e na Figura 4.35.

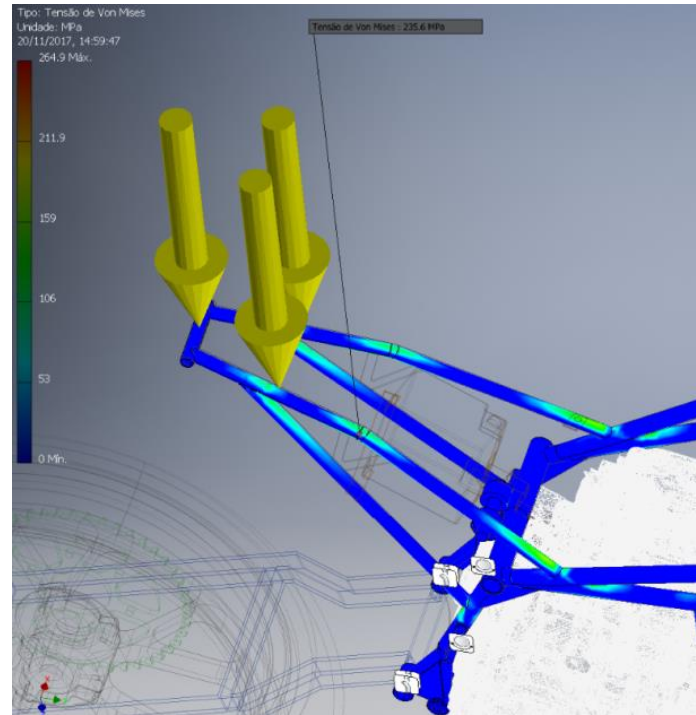


Figura 4.34 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 250kgf (vista superior)

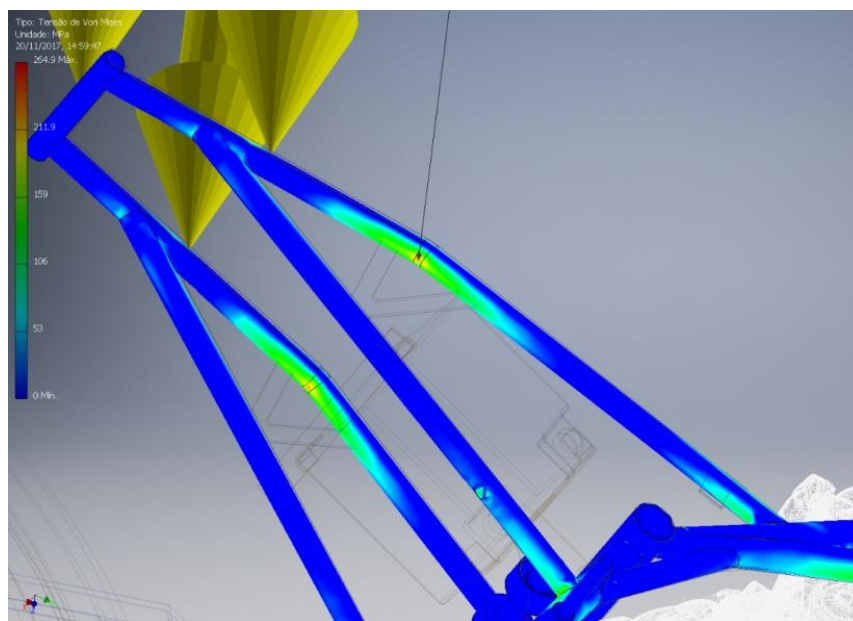


Figura 4.35 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 250kgf (vista inferior)

Como podemos verificar as tensões máximas obtidas rondavam os 230 MPa na parte interior da dobra do tubo do subquadro. Os tubos que compõem o subquadro são todos de material E420, embora a tensão máxima obtida nas simulações tenha sido muito inferior à tensão de cedência do material, podendo ter sido utilizado um material com resistência inferior. (15)

Contudo o deslocamento máximo obtido era de 1.995 mm, visível na Figura 4.36, sendo um valor mais elevado que o esperado. Isto significava que a estrutura na parte do assento seria confortável, pois iria amortecer grande parte das forças do motociclo em pista, o que pode ser negativo para o piloto afinar o motociclo ao seu gosto. A zona onde havia este pico de tensão no subquadro, pode traduzir-se numa zona crítica à fadiga. O tubo, em contexto real na zona dobrada, não será como o representado no CAD desenvolvido. Terá uma secção mais estreita, com um formato oval, em que a espessura do tubo é inferior a 2mm, que é a espessura do tubo original. Segundo se sabe, tubos curvados têm ciclos de vida reduzidos, quando são submetidos a deslocamentos cíclicos na zona oval (16).

Para evitar este problema, foi introduzida uma chapa em formato “V” de forma a aliviar os esforços daquela zona do subquadro, reduzindo o deslocamento do tubo e transmitindo mais alguns esforços para o tubo inferior, como se pode verificar na Figura 4.36 e na Figura 4.37.

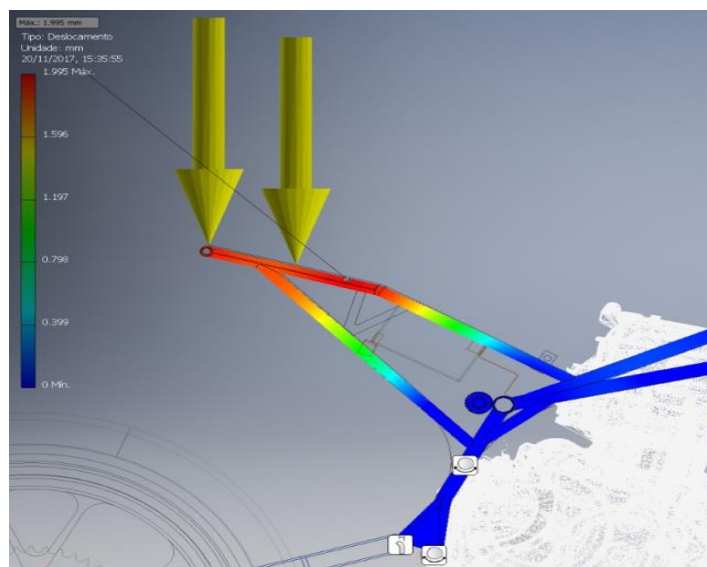


Figura 4.36 – Resultados análise FEM do deslocamento na situação de prensa 250kgf

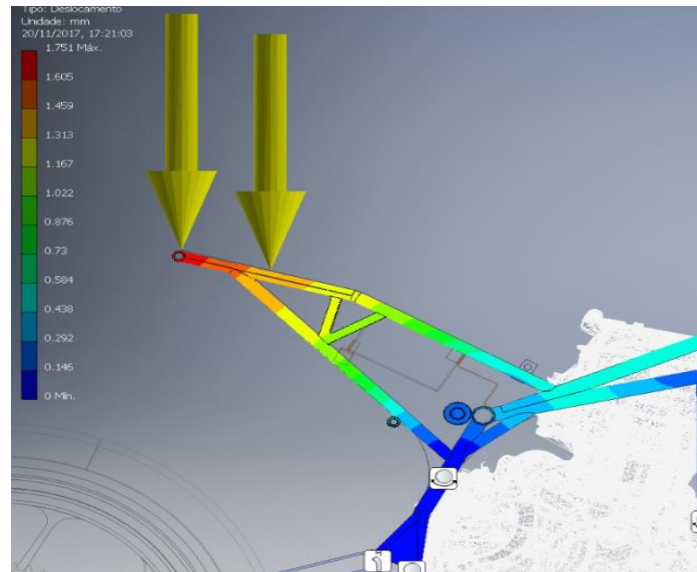


Figura 4.37 – Resultados análise FEM do deslocamento na situação de prensa 250kgf com alteração da chapa em “V”

As tensões na zona crítica, falada anteriormente, desceram para valores a rondar os 70MPa e foi obtido um deslocamento aproximado de 1.17mm. Desta forma a inclusão desta chapa em formato “V” com 2 mm de espessura em aço comercial, adicionou pouco peso à estrutura e valida o *design* do subquadro, pois as restantes tensões não superavam a tensão de cedência do material do quadro.

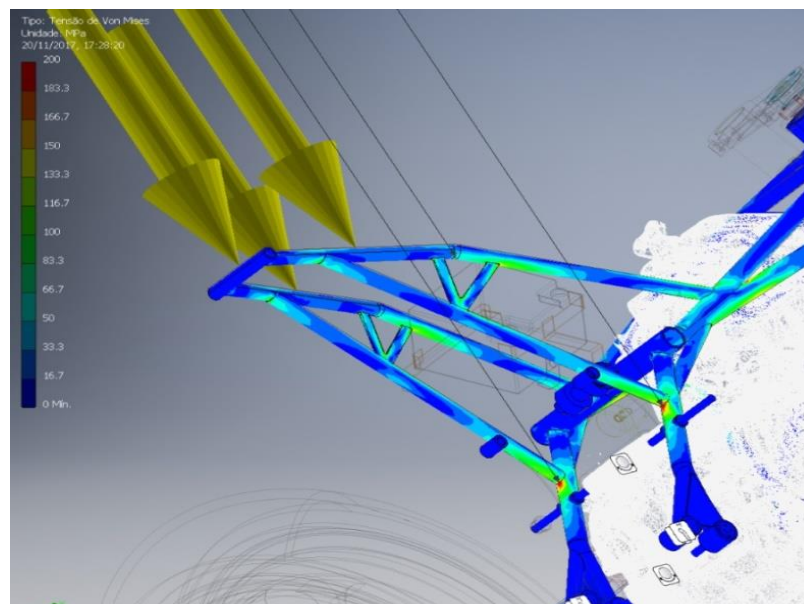


Figura 4.38 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de prensa 250kgf com alteração da chapa em “V”

4.4 Validação em situação travagem máxima no eixo frontal

As condições descritas no capítulo 3.4.1 foram aplicadas para a preparação desta análise. Os resultados para esta simulação, à partida seriam positivos, pois as forças aplicadas nesta situação são menores que o teste da prensa de 300 kgf. Este teste é interessante do ponto de vista de uma análise de ciclo de vida.

Os resultados de tensões máximas assim como, de deslocamento máximo de estrutura estão representadas na Figura 4.39 e na Figura 4.40, respetivamente.

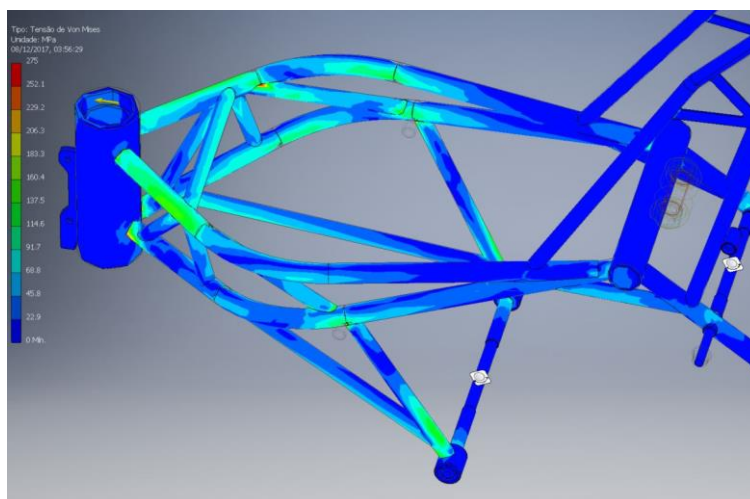


Figura 4.39 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de travagem máxima no eixo frontal

As tensões máximas obtidas neste ensaio rondavam valores entre os 115 e os 155 MPa, nas mesmas zonas que o ensaio da situação da prensa de 300kgf aplicadas na roda da frente. Tal como era de esperar, os valores de tensão na estrutura foram menores que o ensaio da prensa de 300 kgf. O deslocamento máximo obtido foi de 1.033mm no pescoço do quadro. Desta forma comprova-se que o quadro aguentará os esforços eficientemente.

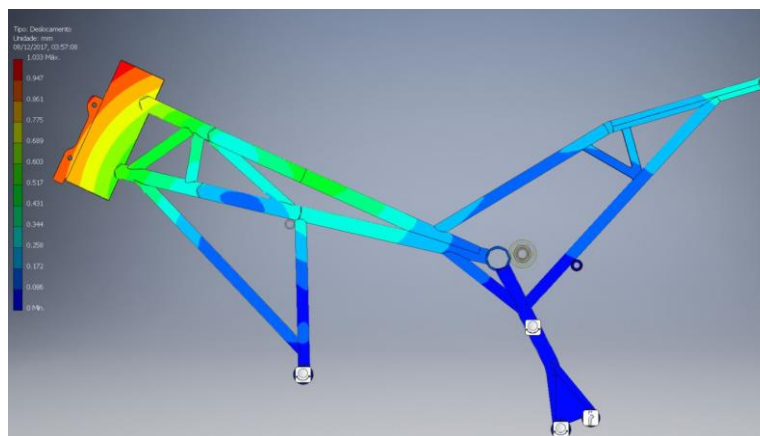


Figura 4.40 - Resultados análise FEM do deslocamento na situação de travagem máxima no eixo frontal

4.5 Validação em situação curva

Estes ensaios foram elaborados tendo em conta os parâmetros já descritos no capítulo 3.4.3, sendo os resultados mostrados na Figura 4.41 e na Figura 4.42 referentes às análises de tensões de Von Mises e aos deslocamentos obtidos respetivamente.

Os picos de tensão maiores surgem na parte inferior do tubo que conecta a parte superior do quadro ao apoio frontal do motor, com valores a variarem entre os 130 e 145 MPa. Estas tensões não oferecem problemas ao quadro pois, são valores baixos comparados com a tensão de cedência do material do tubo em questão.

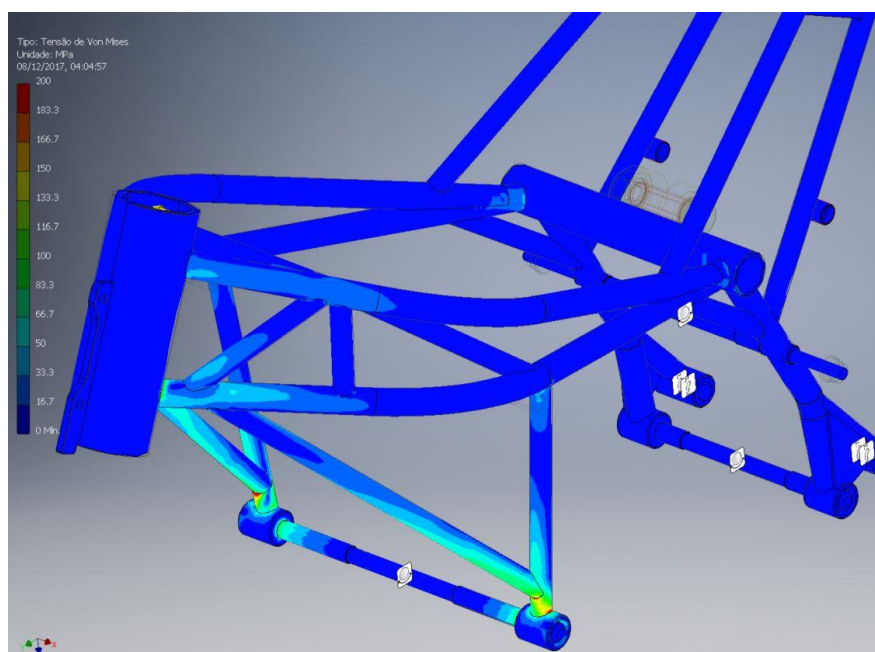


Figura 4.41- Resultado da análise das tensões de Von Mises em situação de curva

O deslocamento máximo obtido foi de 0.5653mm na zona frontal do quadro, na direção oposta ao centro da curva.

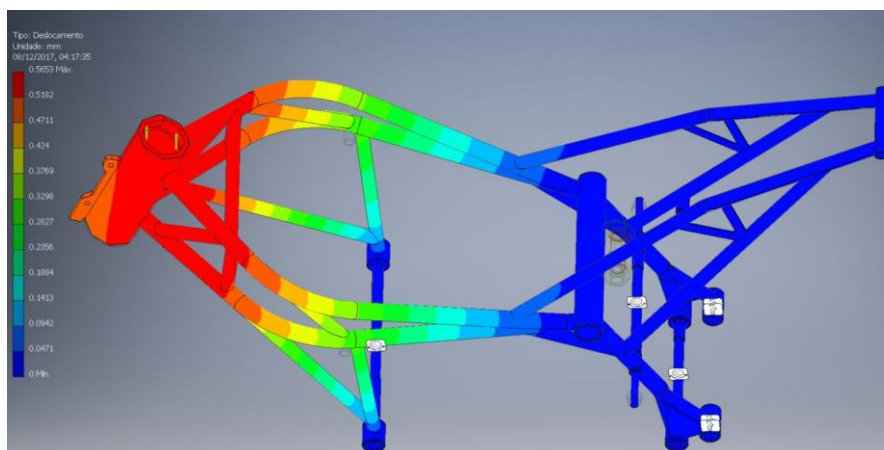


Figura 4.42 - Resultados análise FEM do deslocamento na situação de curva

4.6 Validação em situação de aceleração máxima

Tendo por base os parâmetros indicados no capítulo 3.4.2, a Figura 4.43 e a Figura 4.44, mostram os resultados obtidos de tensão e deslocamento no quadro respetivamente.

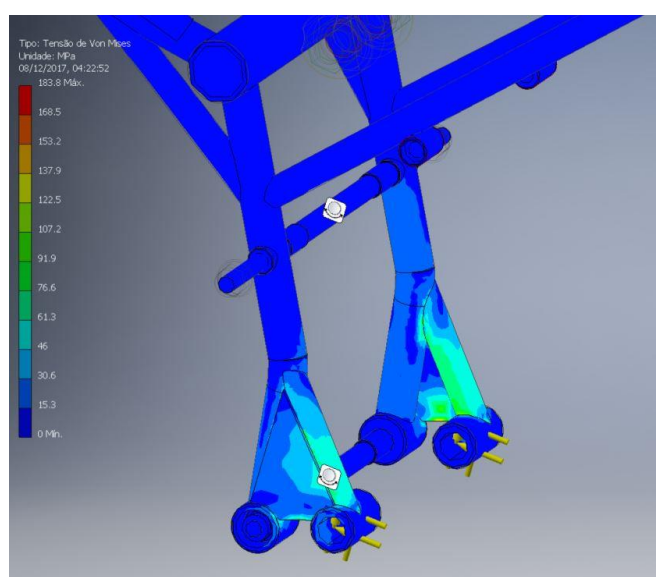


Figura 4.43 - Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de aceleração máxima

As tensões mais altas deste ensaio situam-se no tubo que conecta o *pivot* da escora e a parte traseira do quadro, assim como na chapa de suporte, com valores entre os 80 e 130MPa, não se revelando crítico para qualquer parte do quadro.

Esta análise é importante para o cálculo de ciclos de vida da estrutura, dado a quantidade de vezes que este ciclo se repetirá.

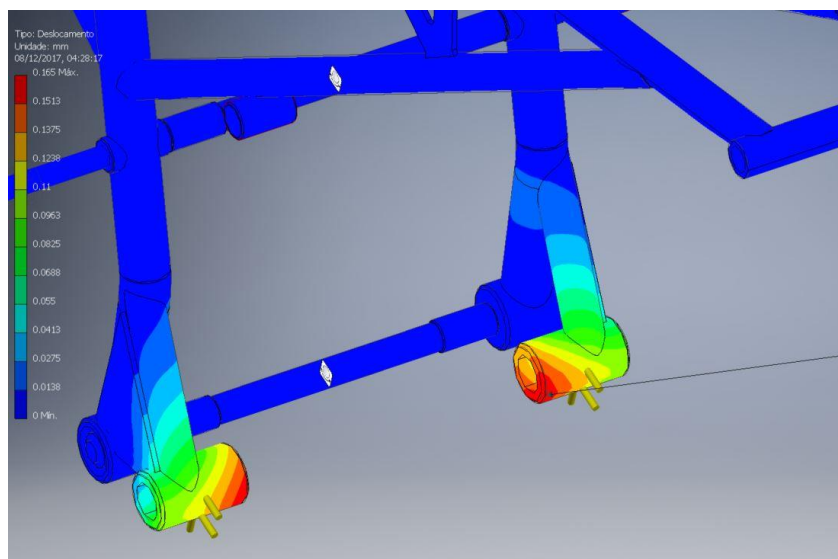


Figura 4.44 – Resultados análise FEM do deslocamento na situação de aceleração máxima

O deslocamento máximo obtido foi de 0.165mm nos *pivots* da escora, validando o quadro nesta situação. No contexto real o deslocamento será menor, pois estes dois apoios irão ser trespassados pelo veio da escora que restringirá ainda mais o valor de deslocamento.

4.7 Validação em situação de compressão total suspensão traseira

Esta situação de trabalho tem probabilidades reduzidas de acontecer, pois este projeto visa conceber um motociclo destinado à condução em circuito que tem poucas lombas e irregularidades no piso.

Esta situação extrema de trabalho seria muito mais comum em motociclos todo-o-terreno, os quais se sujeitam a saltos e grandes irregularidades de piso. Para qualquer eventualidade, esta situação deve ser considerada e é uma situação interessante para fazer uma análise de ciclo de vida, posteriormente.

Os resultados obtidos, utilizando os parâmetros já referidos no capítulo 3.4.6, estão representados na Figura 4.45 e na Figura 4.46, em termos de tensões de Von Mises e deslocamentos respetivamente.

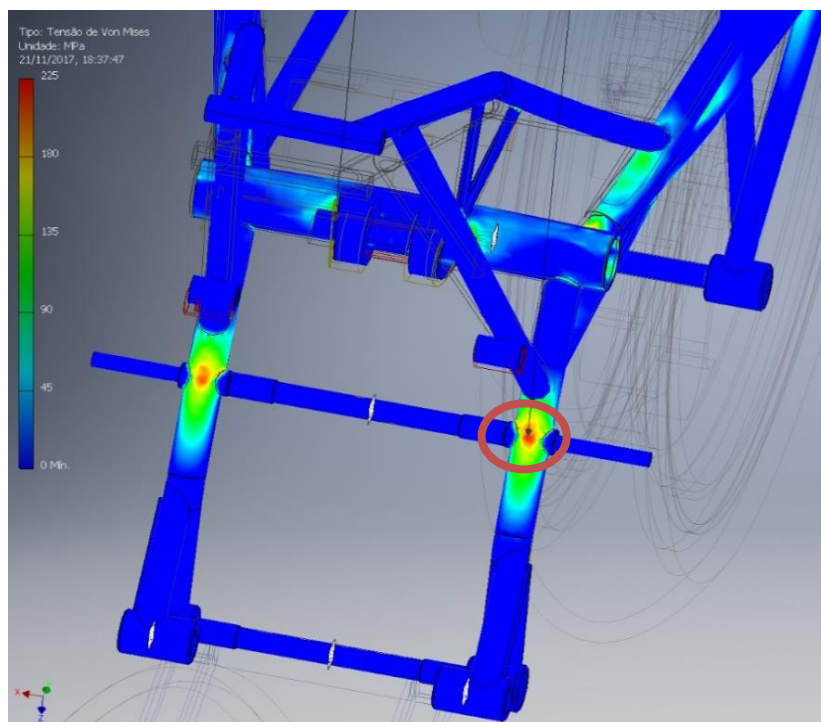


Figura 4.45 – Resultado tensão Von Mises da análise realizada

O pico máximo atingido tem uma magnitude próxima de 217 MPa, na zona assinalada na figura anterior, não constituindo problemas à estrutura.

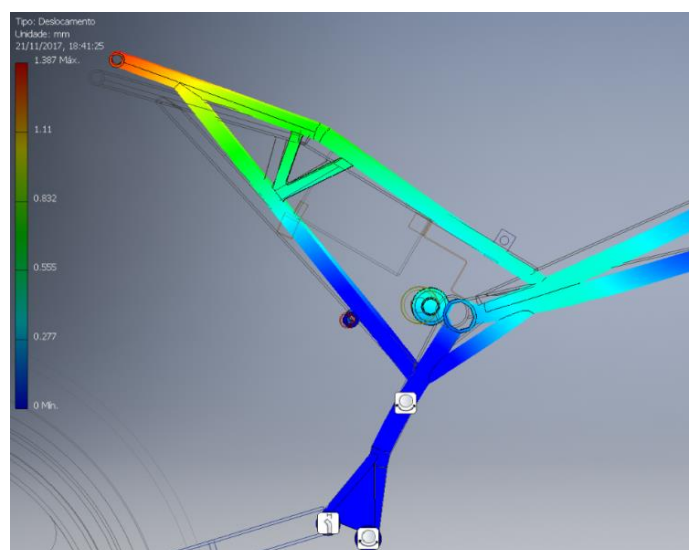


Figura 4.46 – Resultados análise FEM da tensão de Von Mises na situação de compressão da mola traseira

Na Figura 4.46, podemos ver que o deslocamento máximo que a estrutura obteve nesta situação foi de 1.387mm, no topo do subquadro. Pode à primeira vista parecer estranho um deslocamento máximo naquele ponto, mas ao aplicar a força no

pivot da suspensão os esforços propagam-se para o quadro, deslocando-o, e como o subquadro é considerado como fixo ao quadro (soldado) é normal que o deslocamento máximo ocorra ali.

4.8 Análise modal (frequências naturais da estrutura)

Numa estrada ou numa pista existem lombas e depressões de vários tamanhos, e quando um motociclo passa por essas irregularidades, as forças verticais causam deslocamentos nas rodas, gerando vibrações que são transmitidas para as suspensões, para o quadro e por fim para o piloto. As vibrações podem causar desconforto ao piloto, ruído ou até mesmo, falha de componentes mecânicos ou eletrónicos (17).

O espetro de vibrações que são causadas pelas irregularidades do piso são:

- Intervalo quase estático: ($< 0.5 \text{ Hz}$);
- Intervalo de condução: ($0.5 \text{ até } 20 \text{ Hz}$);
- Intervalo acústico: ($20 \text{ até } 20\,000 \text{ Hz}$).

O intervalo quase estático de vibrações corresponde à passagem do motociclo numa colina, por exemplo, a excitação é tão baixa que acaba por ser considerado que o motociclo é um sistema estático.

O mais importante é estudar o intervalo de condução, em termos de conforto para o piloto. Isto porque o corpo humano consegue sentir frequências nos intervalos de 1 a 16 Hz em várias partes do corpo, que são causadas por irregularidades do piso.

O intervalo acústico é provocado pela rugosidade do piso que o motociclo percorre. A resposta do motociclo nestas frequências deve ser calculada, tendo em conta a deformação da montagem frontal (suspensão frontal, coluna de direção e guiador) e da montagem traseira (corpo do quadro, subquadro, tanque combustível motor e sistema de transmissão). O corpo humano não sente tanto estas frequências altas por tato, mas sim pela audição. Dentro destas excitações, temos a do motor e das forças aerodinâmicas a alta velocidade, sendo que as frequências geradas pelo motor vão de 40 a 400 Hz (17)

Como tal foi feito um ensaio em que apenas o quadro estava fixado no *pivot* da escora, o motor montado e o resto do quadro estava livre de forças externas ou excitações. Desta forma podem ser estudadas as vibrações intrínsecas do quadro (dadas pela geometria, material, entre outros), dando uma ideia geral de como o quadro se comportará. Na vida real, o quadro está sempre conectado a algo por isso estes resultados serão meramente hipotéticos. As frequências aplicadas variam entre os valores de 0.1 Hz até aos 20000 Hz (2). O software utilizado para esta avaliação foi o Autodesk Inventor Professional 2017.

Na Tabela 4.4 são apresentadas as seis primeiras frequências naturais da estrutura:

Tabela 4.4- Frequências naturais da estrutura

1ª Frequência	139.27 Hz
2ª Frequência	182.53 Hz
3ª Frequência	187.96 Hz
4ª Frequência	245.74 Hz
5ª Frequência	303.06 Hz
6ª Frequência	322.30 Hz

Quanto mais altas forem as frequências naturais dum sistema, menor a probabilidade de ter problemas causados por fadiga devido às excitações. Por norma, um quadro deve ter a primeira frequência natural a rondar os 70Hz de forma a garantir que irá funcionar bem e ter um ciclo de vida longo. No entanto existem casos que a primeira frequência deve rondar os 80 Hz (2).

Os valores atestam que o quadro terá um ciclo de vida longo, pois a primeira frequência natural é superior aos 70Hz (2).

4.9 Validações complementares (sistema de direção)

Para este projeto foi desenvolvido o pescoço do quadro, assim como um sistema de afinação do ângulo de ataque da suspensão frontal de forma a haver maior possibilidade de afinação do motociclo para diferentes tipos de pistas como condições atmosféricas, podendo ainda alterar também o *trail* e a distância entre eixos do motociclo. O pescoço do quadro é também responsável por ter um suporte para o display do motociclo, e foi utilizado esse suporte, em aço soldado, para fazer de batente de direção, e limitar o ângulo de viragem do motociclo imposto pelos regulamentos da competição tal como já foi descrito anteriormente.

Os ângulos de ataque da suspensão frontal que podem ser empregues, com a configuração presente na Figura 4.47 são de 23 e 27°. Para alterar o ângulo de ataque de 23° para 27° ou vice-versa, é necessário desapertar o sistema no parafuso do topo e como tal, os três parafusos de aperto destacados com setas, e rodar ambas as peças 180° e voltar a apertar os parafusos que foram desapertados. Para o caso de ser pretendido 25°, as peças em destaque na Figura 4.48, terão que ser substituídas pela peça específica que permita a afinação de 25°, sendo o procedimento de montagem idêntico.

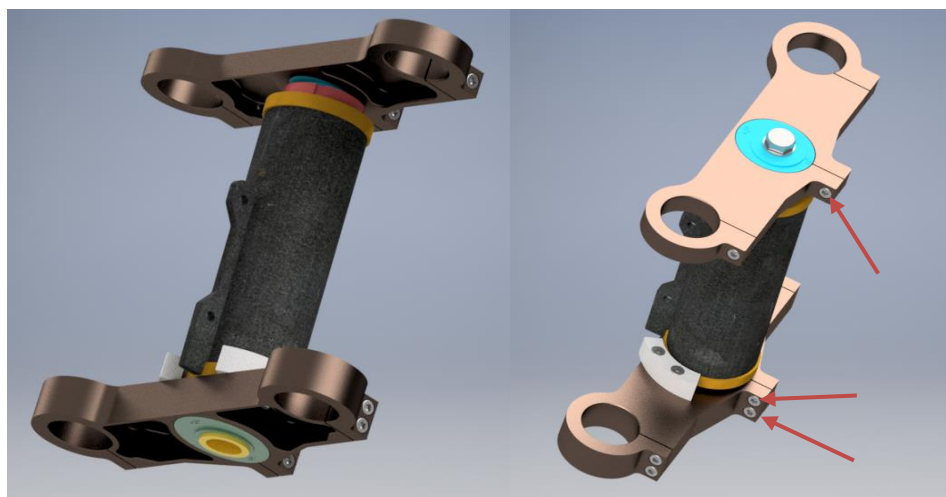


Figura 4.47 - Diferentes vistas do subsistema desenvolvido, com destaque dos parafusos a serem desapertados para modificar o ângulo ϵ .

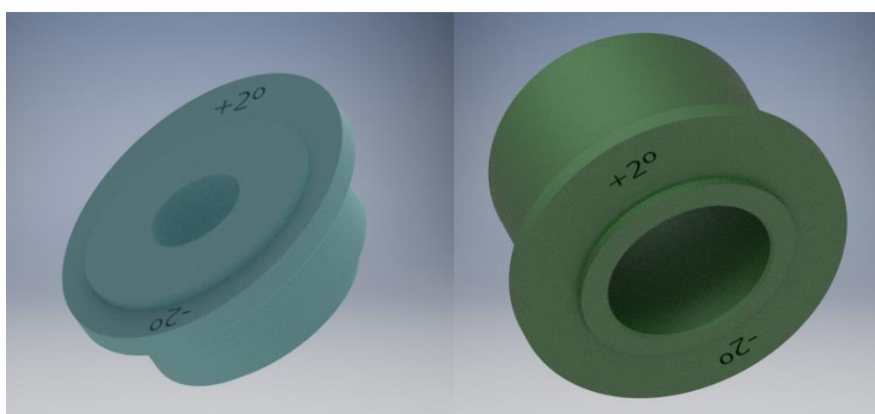


Figura 4.48 - Afinadores dos ângulos de ataque da suspensão frontal

Para melhor entendimento do funcionamento do sistema desenvolvido é aconselha-se a visualização dos desenhos técnicos do sistema na secção em Anexos.

Para validar este protótipo foram tidos em conta os testes de curva, travagem máxima do eixo frontal e de prensa de 300kgf aplicados na roda frontal, pois são os ensaios mais críticos para este subsistema do motociclo, sendo cada teste realizado individualmente para cada mesa de direcção.

Quanto a constrangimentos, a mesa superior e a mesa inferior foram fixas na zona da peça de afinação e foram aplicadas as forças conforme calculadas no capítulo 3, nas paredes de contacto das mesas de direcção com as bainhas da suspensão frontal. As mesas e os afinadores são maquinados em Alumínio 6081 T6, e foram pensados em serem o mais eficientes possível em produção, havendo a preocupação de ter o mínimo de planos de maquinação. O pescoço do quadro é feito em aço comercial maquinado

de modo a albergar os rolamentos de rolos cónicos, para efeitos de simulação, o material aplicado foi aço com uma tensão de cedência de 275 MPa.

Os resultados das simulações por elementos finitos, utilizando o software Autodesk Simulation Mechanical 2017 foram as seguintes:

4.9.1 Mesa direção superior

Teste prensa 300kgf :

A Figura 4.49 apresenta os resultados do ensaio realizado, com os seguintes resultados:

- Deslocamento máximo=0.196 mm
- Tensão Máxima=244.398 MPa

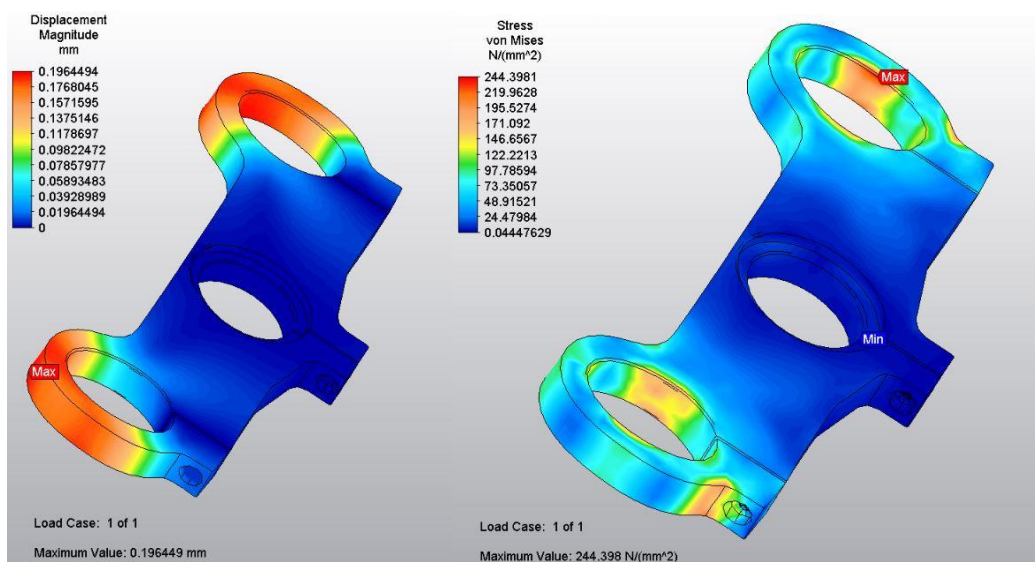


Figura 4.49 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita

Teste travagem máxima:

A Figura 4.50 apresenta os resultados do ensaio realizado, com os seguintes resultados:

- Deslocamento máximo=0.167 mm
- Tensão Máxima=207.735 MPa
- Ciclo de vida=36711 ciclos

O Ciclo de vida foi calculado com base nas tensões máximas, aplicando uma situação de travagem máxima durante 2 segundos consecutivos.

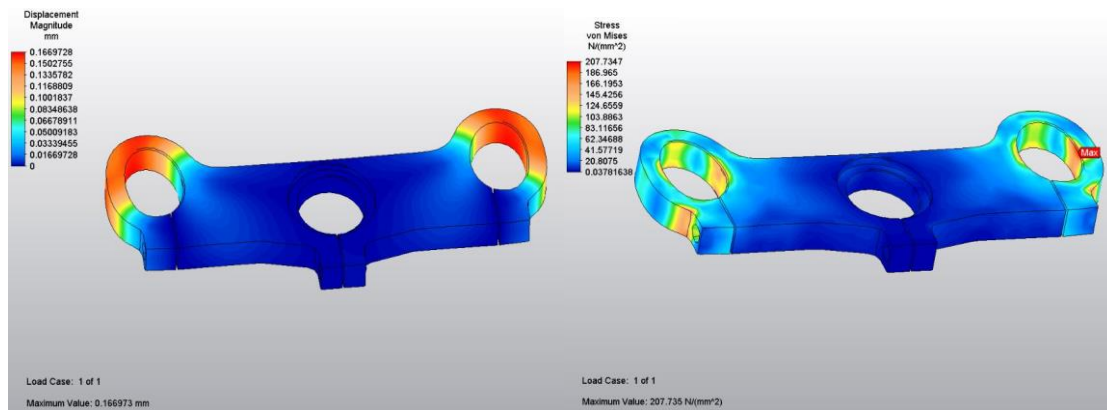


Figura 4.50 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita

Situação de curva:

A Figura 4.51 apresenta os resultados do ensaio realizado, com os seguintes resultados:

- Deslocamento máximo=0.051 mm
- Tensão Máxima=54.258 MPa
- Ciclo de vida =1.752E+11 ciclos

O Ciclo de vida foi calculado com base nas tensões máximas, aplicando uma situação de curva durante 2 segundos consecutivos.

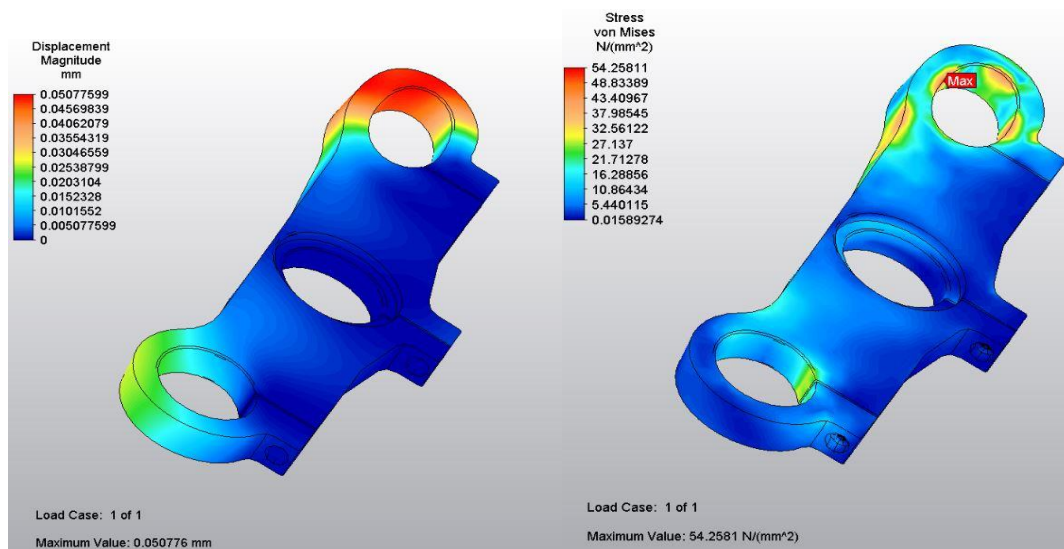


Figura 4.51 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita

4.9.2 Mesa direção inferior

Teste prensa 300 kgf :

A Figura 4.52 apresenta os resultados do ensaio realizado, com os seguintes resultados:

- Deslocamento máximo=0.089 mm
- Tensão Máxima=158.611 MPa

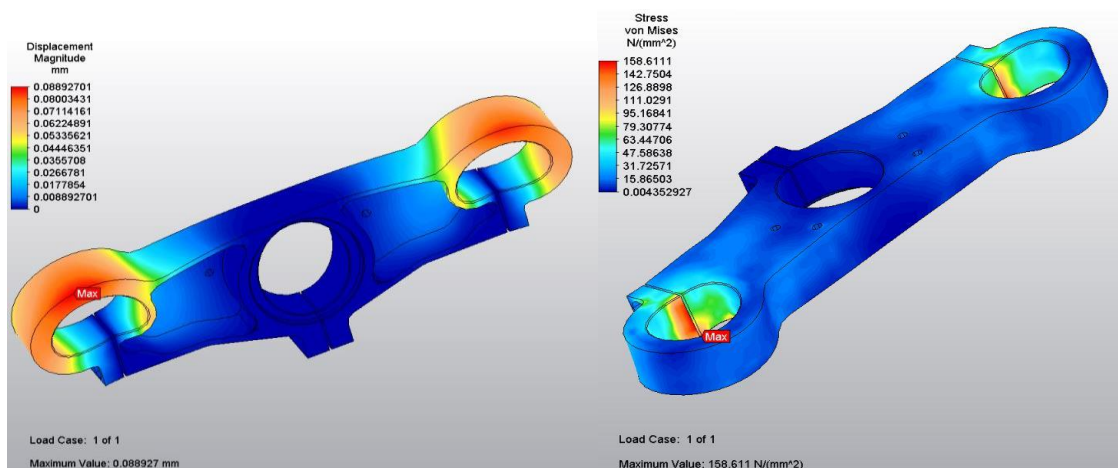


Figura 4.52 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita

Teste travagem máxima:

A Figura 4.53 apresenta os resultados do ensaio realizado, com os seguintes resultados:

- Deslocamento máximo= 0.066 mm
- Tensão Máxima=116.983 MPa
- Ciclo de vida= 206770 ciclos

O Ciclo de vida foi calculado com base nas tensões máximas, aplicando uma situação de travagem máxima durante 2 segundos consecutivos.

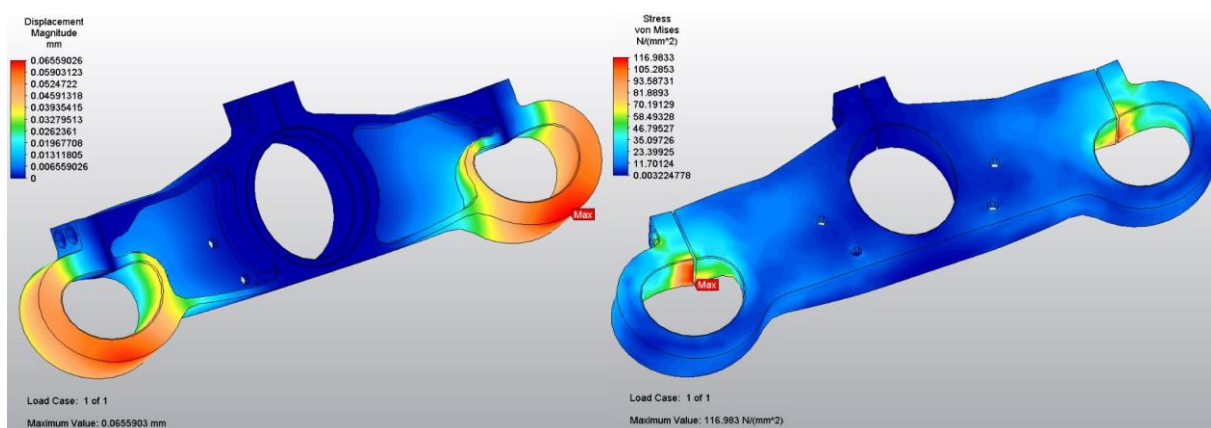


Figura 4.53 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita

Situação de curva:

A Figura 4.54 apresenta os resultados do ensaio realizado, com os seguintes resultados:

- Deslocamento máximo=0.041 mm
- Tensão Máxima=37.682 MPa
- Ciclo de vida =1.455E+12ciclos

O Ciclo de vida foi calculado com base nas tensões máximas, aplicando uma situação de curva durante 2 segundos consecutivos.

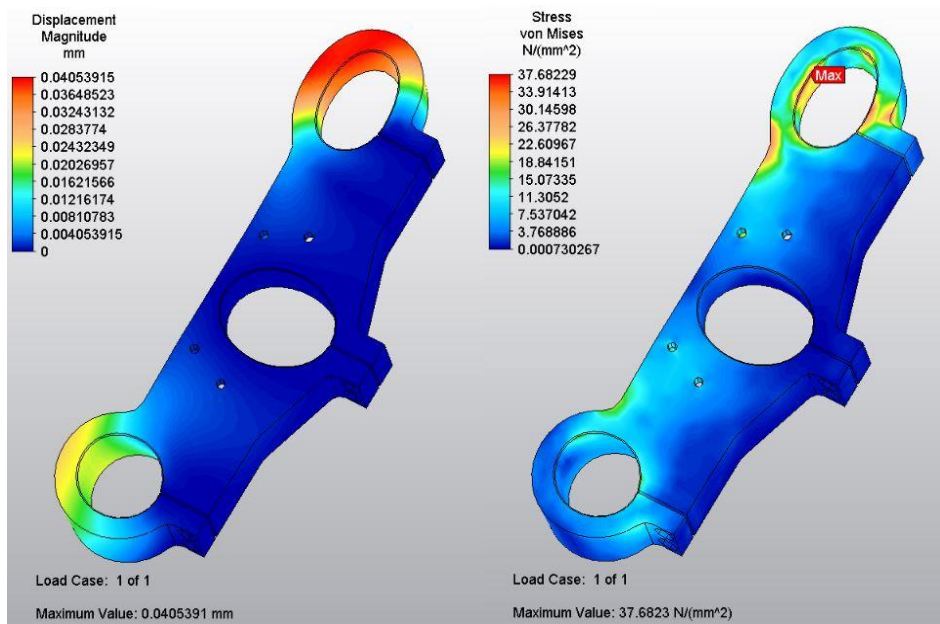


Figura 4.54 - Resultados análise FEM deslocamento à direita e Tensão máxima à direita

Depois de analisadas todas as situações de trabalho mais críticas para as mesas de direção superior e inferior, é possível concluir que os produtos dimensionados estão validados, pois não foram ultrapassados os limites de tensões de cedência do material que as compõem (270 MPa). Para aumentar os ciclos de vida da mesa superior de forma em situação de travagem, um aumento da espessura da mesa de direção deverá aumentar o ciclo de vida da mesa superior, de forma a aproximar o número de ciclos de vida face à mesa de direção inferior.

4.9.3 Análise ergonómica

Com o intuito de cumprir os regulamentos da competição já apresentados, face à posição de condução do motociclo, foi desenvolvido no âmbito deste projeto um conjunto de peseiras (meramente de aspeto) para definir a posição de condução. Este projeto não contempla o estudo e dimensionamento das peseiras, mas para o estudo ergonómico este tornou-se necessário. Estas foram projetadas no mesmo material que as mesas de direção, alumínio 6081 T6, mas deverão ainda ser alvo de análise por elementos finitos de forma para simular o peso de um piloto em cada lado minimizando o peso dos componentes sem afetar a segurança do piloto, como é visível na Figura 4.55.



Figura 4.55 – Protótipo de aspeto do conjunto de peseiras

Outra possibilidade que também pode ser estudada futuramente, é um sistema que permita adaptar a posição das peseiras a diferentes pilotos.

A análise ergonómica da posição de condução, foi feita através do software CATIA V5 R21 com o módulo Ergonomics Design & Analysis.

A Figura 4.56 ilustra o resultado obtido da posição de condução:

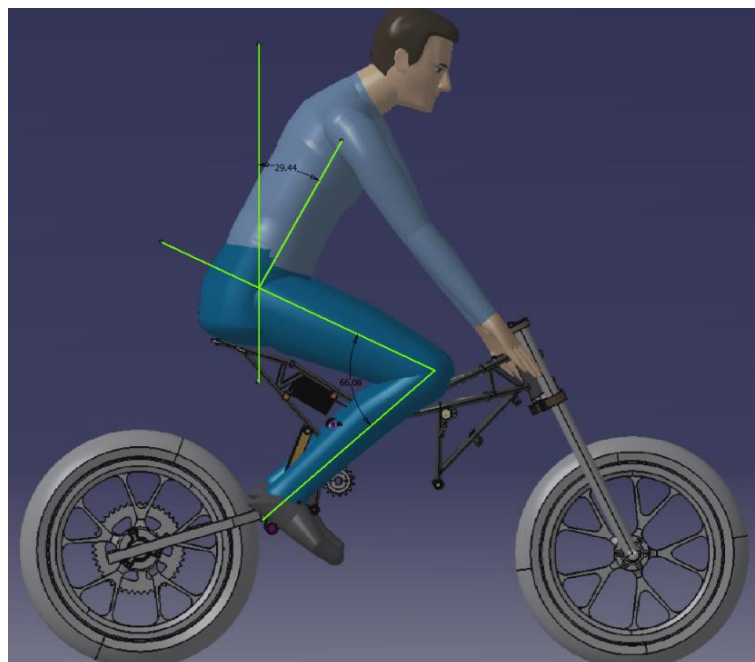


Figura 4.56 – Análise ergonómica da posição de condução

Verifica-se que os ângulos requeridos pelos regulamentos da organização são cumpridos, sendo o valor entre a perna e a coxa de 66.08° , aproximadamente, e o ângulo entre a coluna e a vertical é de aproximadamente $29.44^\circ(1)$.

4.10 O Protótipo Desenvolvido

Tendo o protótipo validado em todas as condições de trabalho, o aspeto final do protótipo é o representado, na Figura 4.57, na Figura 4.58 e na Figura 4.59. As imagens finais não apresentam o aspeto final do protótipo que irá participar na competição Motostudent, pois os restantes componentes serão desenvolvidos pela restante equipa de trabalho da equipa Motochanics UA -Fundação de Desporto.

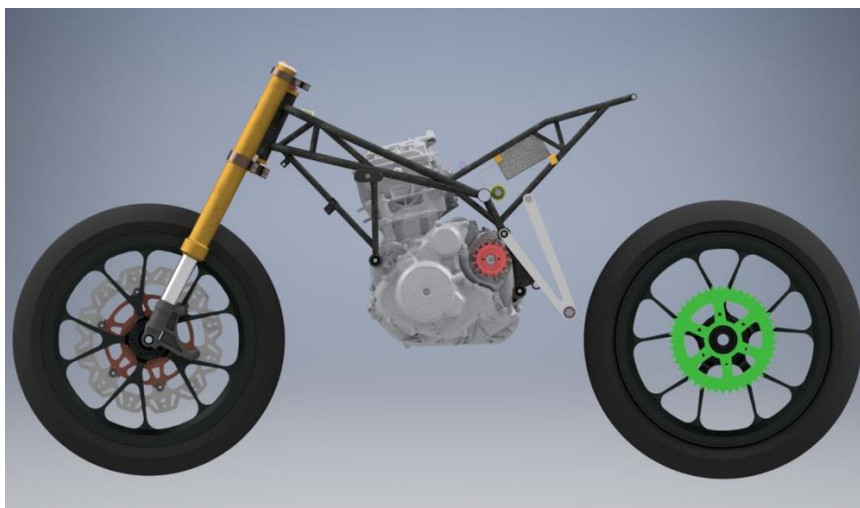


Figura 4.57 - Vista lateral do protótipo do quadro



Figura 4.58 – Vista frontal do protótipo desenvolvido

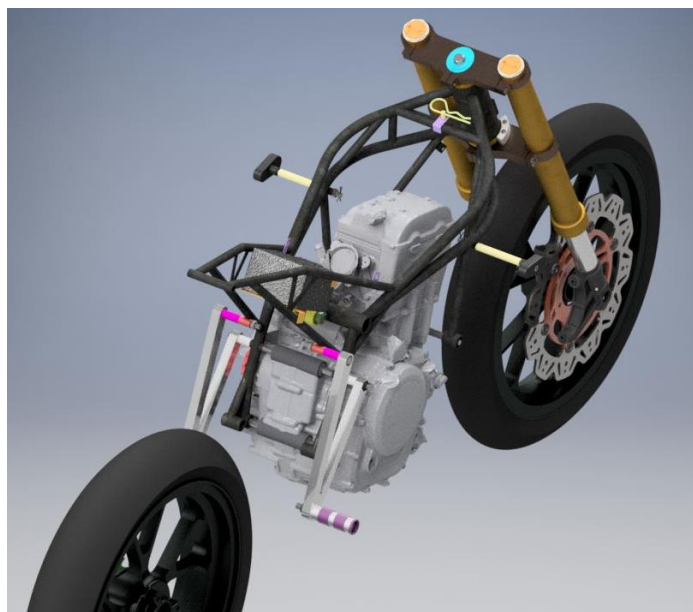


Figura 4.59 - Vista lateral direita

Durante a conceção deste quadro também foram planeados alguns aspetos funcionais do quadro. Foi pensada numa possível solução para os apoios do radiador, criado também um suporte para a bateria do motociclo, feito com chapas de aço dobradas e soldadas por pontos; e finalmente o suporte para prender a casca do depósito de gasolina e da caixa-de-ar, visível na Figura 4.60. Estas soluções não são definitivas pois estas peças ainda não foram adquiridas pela equipa.

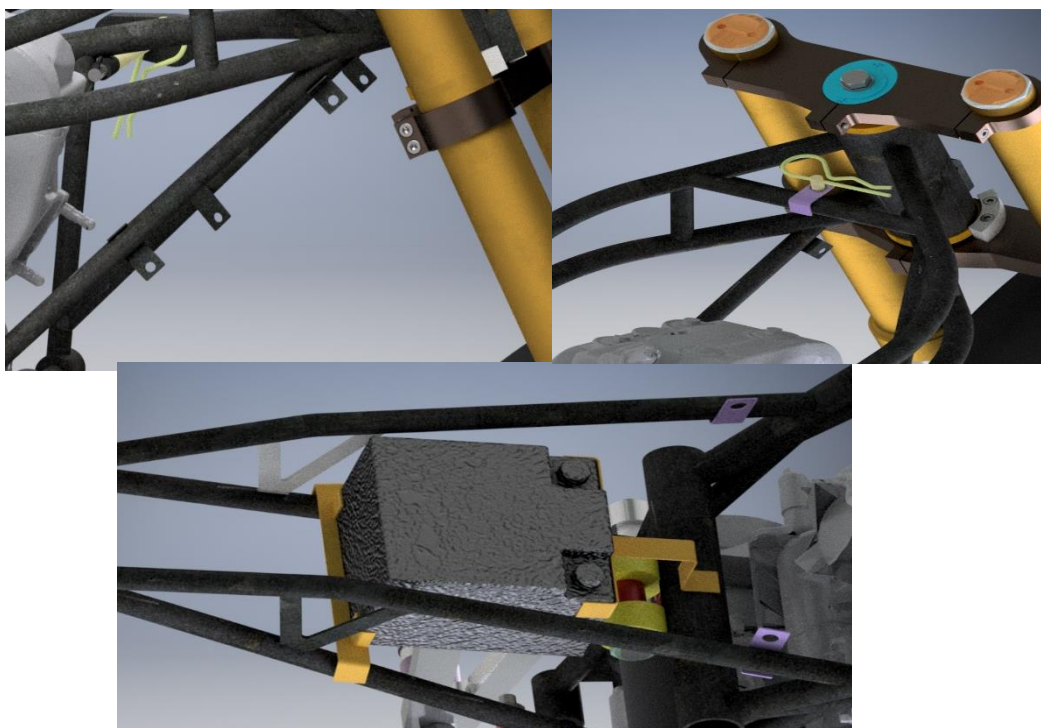


Figura 4.60- Soluções funcionais projetadas

Também foram tidas em conta, as regras da competição e foram criados batentes de direção, em nylon aparafusados às mesas de direção inferior para limitar o ângulo de viragem da roda da frente (Figura 4.61).

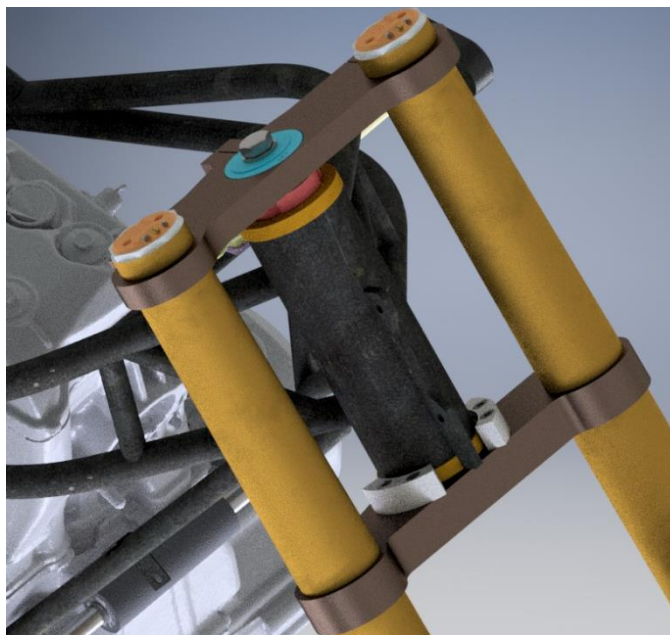


Figura 4.61 - Mesa de direção inferior

Outro pormenor que também é obrigatório estar no protótipo final são as proteções contra as quedas (cogumelos). A sua função passa por proteger a estrutura em caso de queda, assim como o motor de tocarem no solo e danificarem-se. A Figura 4.62, mostra esse sistema de proteção, com uma possível localização, assim como foi pensado em utilizá-lo como suporte para as carenagens laterais no sítio. No entanto, não foram realizados testes de impacto para este subsistema, apenas foi projetado para ter a largura e estar num sítio para proteger o quadro e os seus componentes em caso de queda.

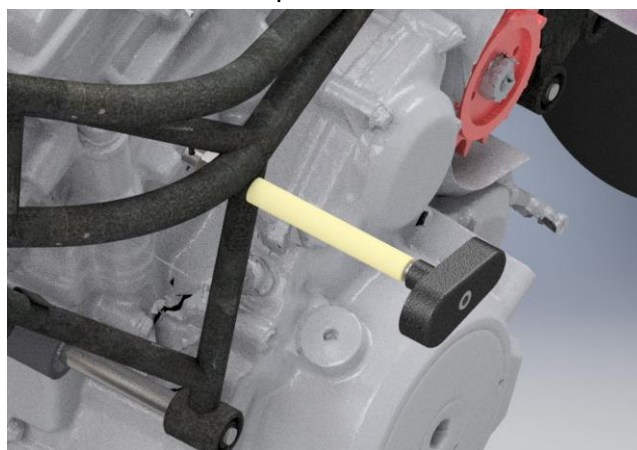


Figura 4.62- Sistema de proteção em caso de queda (cogumelo)

Capítulo 5. Comparação entre o modelo existente e o projetado

Como já foi mostrado, este projeto destina-se à concepção da segunda geração do quadro que irá equipar o motociclo da equipa Motochanics UA- Fundação de desporto, na segunda participação na competição Motostudent. Como tal, é interessante fazer uma comparação entre o quadro desenvolvido neste projeto e o protótipo já existente. As comparações apresentadas são as mudanças sugeridas, nomeadamente do centro de massa e da posição de condução, os valores de rigidez estrutural e o peso. O modelo já existente é apresentado na Figura 5.1.

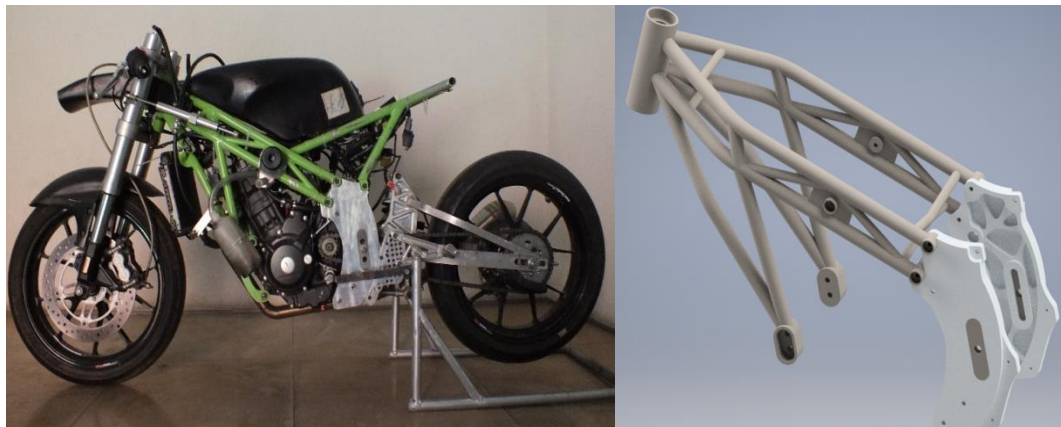


Figura 5.1- Protótipo físico da 1ª Geração (à esquerda) e CAD do Quadro da 1ªGeração (à direita)

O protótipo anterior denominado de “Chana” era composto por um quadro do estilo treliça em aço composta por tubos idênticos ao do projeto atual, de material E220 e E420 da norma EN 10305-3, e por duas peças maquinadas de alumínio 6040 T4.

O quadro do protótipo já existente, na Figura 5.1, apresenta um peso total de aproximadamente 17.46Kg, ao passo que o protótipo desenvolvido no âmbito deste projeto, apresenta uma massa total de aproximadamente 7.8 Kg. Isto sem contar com

a massa dos rolamentos da caixa de direção (dois rolamentos de rolos cónicos) e sem contar com a massa dos conjuntos das peseiras (19).

Obteve-se uma perda em termos mássicos de 9.66Kg, ou seja, uma perda percentual de aproximadamente 45% face ao protótipo já existente. Isto porque foram utilizados tubos de menores dimensões e em quantidade de tubos menor.

Passando à rigidez estrutural dos quadros em comparação, a Tabela 5.1, mostra os diferentes valores de rigidez:

Tabela 5.1-Comparação da rigidez estrutural dos quadros

	Quadro antigo	Quadro em projeto
Rigidez à torção [kNm/°]	8.731	5.596
Rigidez lateral [kN/mm]	2.723	2.844
Rigidez longitudinal [kN/mm]	47.015]	7.062

Como é possível observar pela tabela anterior, os valores de rigidez estrutural do quadro antigo eram muito superiores aos valores pretendidos de rigidez estrutural à torção e longitudinalmente. Tendo pertencido à conceção da primeira geração deste quadro, é seguro afirmar que este foi desenvolvido, sem ter sido pensado atingir os valores de rigidez estrutural, tal como foi feito para este projeto. O quadro anterior foi concebido para aguentar situações de trabalho em curva e as prensas, principalmente, tendo coeficientes de segurança altos, pois não existia formação suficiente nestas áreas. Os pilotos que já guiaram o protótipo de primeira geração sentiram dificuldades em fazer as curvas. A maior distância entre eixos (1365mm) que tem um efeito estabilizador face ao atual projetado de 1235mm, tornava a mota estável em curva, mas pouco eficaz em curvas apertadas, assim como nervosa à saída dessas curvas. A partir do protótipo da primeira geração não foi possível verificar se os valores de rigidez estrutural eram bons ou não, no contexto real. Evidenciou-se que as suspensões frontais eram moles assim como a suspensão traseira não conseguia ser utilizada na sua total potencialidade. Apresentava-se sempre mole demais, por causa de duas peças denominadas por “dog bones” (Figura 5.2) serem demasiado curtas e não conseguirem fazer com que a mola traseira entrasse no regime de trabalho mais duro, que é o ideal. Consequentemente, os valores de rigidez estrutural do primeiro protótipo nunca receberam o feedback necessário e para esta geração foi decidido optar por valores já estudados, embora de cilindradas muito superiores. Para a terceira geração, estes valores terão que ser analisados novamente (18).



Figura 5.2 – Dog bone

Com o protótipo desenvolvido neste projeto, estes problemas foram solucionados, sendo que a altura do motor ao solo foi aumentada, pois o motor é dos maiores responsáveis em alterar a altura do centro de massa, e passou de 294.45 mm para 459.68mm, correspondendo aos valores pretendidos de altura do centro de massa sem piloto [0.4 a 0.55m]. A inclusão dos restantes subsistemas do motociclo pode vir a ser alterada ligeiramente, sendo este aspeto fundamental verificar na montagem final de todos os componentes que irão equipar este motociclo.

A posição de condução era tida no antigo protótipo como pouco desportiva, e foi retificada através da mudança do ângulo e altura do subquadro desenvolvido para este projeto, como é possível verificar na Figura 5.3.

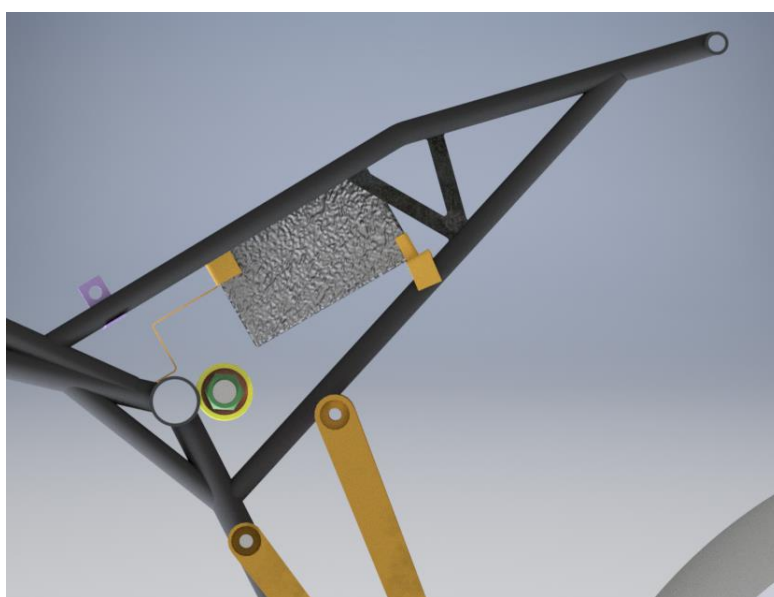


Figura 5.3 – Vista lateral do subquadro

A parte traseira do quadro, foi também tornada mais estreita em relação ao protótipo de primeira geração, de forma a que o piloto possa estar mais recolhido em posição de velocidade máxima, e fazer carenagens mais estreitas, poupando material e reduzindo a área frontal do motociclo, e consequentemente a força de arrasto.

Com estas alterações, espera-se que o protótipo final seja mais competitivo que o anterior, pois será mais leve, os valores de rigidez estrutural do quadro, desta vez foram pensados e tidos como uma das prioridades, tal como dar mais possibilidades de afinação ao motociclo. O sistema de ajuste do ângulo de ataque da suspensão frontal que foi desenvolvido será capaz de tornar o motociclo mais ágil ou mais estável, algo que o protótipo de primeira geração não possuía, tendo apenas um ângulo de ataque de 25° permanente.

Capítulo 6. Conclusões e sugestões de trabalhos futuros

No decorrer deste projeto, foram mostrados quais os vários tipos de quadros existentes, a influência dos diferentes parâmetros geométricos de um motociclo e em como isso influencia o comportamento do mesmo. Todo o raciocínio que foi tomado no desenvolvimento do quadro está demonstrado neste documento para o próximo protótipo que irá participar na competição Motostudent em 2018.

Dentro das limitações que material e processos disponíveis, para a concretização do projeto, o resultado final comprova que os objetivos deste foram cumpridos. Foi mostrado todo o processo de criação do quadro, justificando por análises por elementos finitos, que o quadro projetado será um quadro competitivo, devido ao baixo peso obtido, boa manobrabilidade esperada do motociclo. Neste processo em estudo os erros presentes no protótipo da primeira geração foram corrigidos, desde a posição de condução, à altura do centro de massa do motociclo até aos valores de rigidez estrutural, que irão garantir o funcionamento correto do mesmo. Os valores de rigidez estrutural pretendidos foram alcançados, mas futuramente devem ser alvo de estudo de forma a ainda aperfeiçoar estes valores para conceber um protótipo cada vez mais eficaz em pista.

No futuro se não houverem limitações de perfis para o fabrico do quadro, será interessante criar um quadro do mesmo estilo, do aqui projetado, mas utilizando tubos de aço ovais, principalmente nos tubos que conectam a cabeça do quadro até à traseira, como representados na Figura 6.1.

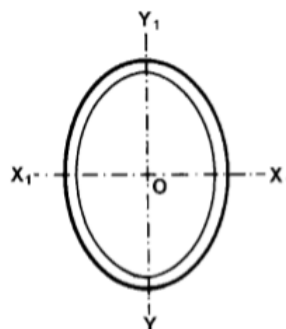


Figura 6.1 - Representação de uma secção de um tubo oval e seus eixos

Como é sabido, por (5), os tubos de secção oval têm a característica de terem uma resistência maior a curvar segundo o eixo X_1 representado na figura anterior. Desta forma, ao manipular a secção dos tubos, é possível tornar a estrutura mais eficiente.

O único ponto que falta comprovar para validar definitivamente o quadro é uma análise de fadiga tendo em conta todas as situações estudadas neste projeto, exceto as situações das prensas, que são testes apenas realizados uma vez na vida útil do protótipo real, para terem homologação para a competição. Estas análises poderão, por exemplo, serem feitas tendo em conta o circuito Motorland Aragon, o local da prova, analisando o número de travagens fortes por volta, o número de acelerações feitas por volta, assim como o número de curvas existentes por volta e calcular uma estimativa de vida com base em quilometragem. Utilizando softwares adequados, como por exemplo, o Autodesk Simulation Mechanical, introduzir os degraus, ou as rampas dos multiplicadores das forças de trabalho, através de dados que podem ser já retirados a partir do primeiro protótipo. Através de aplicação de células de carga, por exemplo, nas manetes de travão ou no punho rápido, para calcular os tempos de reação normais do piloto em andamento e simulá-los de forma a obter uma simulação ainda mais precisa e real. Mesmo com a falta destas simulações de ciclo de vida é possível afirmar que o quadro terá um ciclo de vida bom, dada a primeira frequência natural do sistema.

O subquadro pode no futuro ser alterado para em vez de ter uma ligação soldada ao corpo do quadro este ser aparafusado, facilitando a desmontagem e montagem da parte traseira do quadro, permitindo melhor acessibilidade a alguns componentes. Pode diminuir o calor, durante a soldadura, que é transmitido para o quadro na manufatura, evitando desta forma alguns empenos que possam surgir.

Outro aspeto que pode ser melhorado no quadro projetado é o desenvolvimento de um sistema de proteção de quedas (cogumelos) eficiente que em caso de queda transmitir o mínimo de esforços do choque da moto com o chão para a estrutura. Esta

característica, não foi possível estudar, mas através de análise por elementos finitos com a simulação duma colisão entre o solo e um cogumelo poderá ser interessante.

Para finalizar o conjunto de peseiras, resta fazer um estudo paramétrico dos diversos componentes de forma a reduzir ao máximo o peso desses componentes, sem sacrificar a resistência dos componentes assim como a segurança do piloto.

Deve-se ter em atenção, após a conceção final do quadro é imprescindível proteger algumas superfícies deste da passagem da corrente, pois o quadro passa por dentro da linha da corrente e não o contrário como é mais comum nos motociclos, como é visível na Figura 6.2 .

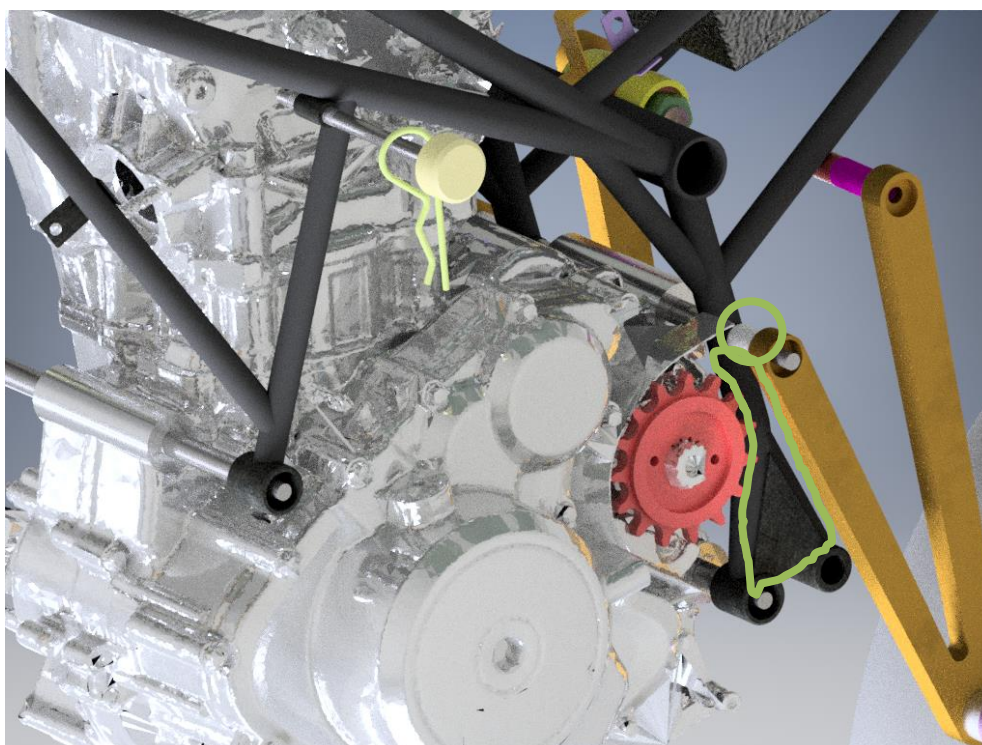


Figura 6.2 - Zonas a serem protegidas das oscilações da corrente

Deverão ser introduzidas umas borrachas ou casquilhos em nylon, ou material equivalente, nas zonas assinaladas na figura anterior de forma a evitar que a corrente danifique a estrutura, ou componentes, com as oscilações características da corrente em funcionamento.

Este quadro poderá ainda ser alvo de melhoramentos, de forma a baixar ainda mais o peso, como também poderá ter que ser alterado em algumas zonas, por causa dos apoios de subsistemas que estarão presentes no protótipo final.

Outro aspeto que futuramente pode vir a ser estudado é a conceção dos gabaritos de soldadura para este quadro. Já existem modelos que são utilizados para a soldadura de pequenas séries de quadros e grandes séries. Será interessante fazer o estudo em função do número de quadros necessários a produzir, no cenário criado pela organização da competição.

Concluindo, todos os objetivos do projeto foram cumpridos, um quadro de uma moto 250cc foi criado, cumprindo os regulamentos da competição onde este quadro irá participar na competição Motostudent. Validado por análises de elementos finitos que conseguirá suportar os esforços de trabalho, este quadro conseguirá ser produzido, utilizando os processos disponíveis dos parceiros deste projeto, assim como com os materiais e perfis disponibilizados.

Todos os passos tomados na elaboração deste projeto, foram documentados, tornando este documento útil para todos os membros do projeto Motochanics UA-Fundação do Desporto, no futuro, particularmente para a competição que se avizinha.

Os detalhes do projeto e toda a documentação técnica podem ser encontrados nos Anexos.

Bibliografia

1. Regulations C. V International Competition. 2018;
2. Locutura J, Cheli F. Comparison between a tubular frame and a beam frame. 2011;(August):112.
3. Heitor Bazan. Tipos de quadro de uma motocicleta [Internet]. 2017 [cited 2017 Nov 24]. Available from: <http://motobazan.blogspot.pt/p/tipos-de-quadro-de-uma-motocicleta.html>
4. Delgado Ojeda, Ricardo José. Motorcycle frame design and optimization Page 1. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona;
5. Foale T. Motorcycle Handling and Chassis Design the art and science. PhD Propos. 2002;1.
6. Solomon R. Guggenheim Museum. CM, Staff GM. The art of the motorcycle. Guggenheim Museum; 1998. 427 p.
7. Cossalter V. Motorcycle Dynamics. Second Edi. 2006.
8. Official KTM, Supplier E, Rc KTM, Specs T. V International Competition MotoStudent KTM OFFICIAL ENGINE SUPPLIER : KTM RC250 TECHNICAL SPECS. 2018;
9. Boccione MPM, Cheli F, Vigano R. Static and dynamic properties of a motorcycle frame: Experimental and numerical approach. 2005;41:517–26.
10. Ballo F, Gobbi M, Massera M, Mastinu G. DETC2014-34339. 2016;1–11.
11. Velie HD. Chassis Torsional Rigidity Analysis for a Formula SAE Racecar.
12. Manikandan MS, Kumar KVN, Krishnamoorthi M, Ganesh V. Control of Braking Force under Loaded and Empty Conditions on Two Wheeler. 2013;7(9):21–7.
13. EK Chains. Product Catalog [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: http://www.ekchain.jp/product/pdf/cartalog_01.pdf
14. Joh. Winklhofer & Söhne. Chain Engineering - Design and construction [Internet]. 2007. p. 86. Available from: http://www.iwis.de/uploads/tx_sbdownloader/KettenHandbuch_E.pdf

15. BS EN 10305-3:2002. Steel tubes for precision applications — Technical delivery conditions Part 1 : Seamless cold drawn tubes. Br Stand. 2002;3(1).
16. Karamanos SA. Mechanical Behavior of Steel Pipe Bends: An Overview. J Press Vessel Technol [Internet]. 2016;138(4):41203. Available from: <http://pressurevesseltech.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?doi=10.1115/1.4031940>
17. Cossalter V, Doria A, Garbin S, Lot R. Frequency-domain method for evaluating the ride comfort of a motorcycle. Veh Syst Dyn. 2006;44(4):339–55.
18. Janeiro D. Motochanics Universidade de Aveiro, Made in Aveiro. Setembro 2017. 28-37
19. Equipa Motochanics UA. IV International Competition MotoStudent Project MS! Memory. 2016
20. ROGERIOMACHADO, Michaux-Perreaux steam velocipede on display at The Art of the Motorcycle exhibition at the Guggenheim in New York in 1998 [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: https://en.wikipedia.org/wiki/Michaux-Perreaux_steam_velocipede#/media/File:Michaux-Perreaux_steam_velocip%C3%A8de.jpg
21. Wladyslaw, Daimler Reitwagen [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: https://en.wikipedia.org/wiki/Daimler_Reitwagen#/media/File:Daimler_Reitwagen.JPG
22. Victor Wilfred Pagé, Pagé, Victor Wilfred (originally published 1914, 2004 reprint of 1924 ed.), Early Motorcycles: Construction, Operation and Repair, Dover Publications, p. 24,
23. Spinningmagnets, Electric Bike History, patents from the 1800's Patent7 – ElectricBike.com [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: <https://www.electricbike.com/e-bike-patents-from-the-1800s/patent7/>
24. Richard Fowler, OSSA 250 Monocoque [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: <http://www.bikeexif.com/wp-content/uploads/2010/03/ossa-motorcycle.jpg>
25. SATOSHI YOSHIKAWA, Cobus e Ducati [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: http://www.italian.sakura.ne.jp/sons_of_biscuits/?p=1882
26. Yamaha NZ [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: http://www.yamaha-motor.co.nz/sites/yamaha-motor/files/imagecache/lightbox/Product_Feature_Image_Template_Frame.jpg
27. Ken Hutchison, Behold the 2017 BMW HP4 Race [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: <https://rideapart.com/articles/behold-the-2017-bmw-hp4-race>
28. Orin, One Word...[Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: <https://scootinoldskool.files.wordpress.com/2013/11/tubular-scooter-frame.jpg?w=300>
29. Cycle News [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from:

- http://images.cyclenews.com/photogalleries/xlarge/YZ250f_4galleryframe.jpg
30. 1978 Behn Monoshock Frame [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: <https://www.rbracing-rsr.com/turbo/Monoshock2l.jpg>
 31. Dirck Edge, French Magazine Reports Ducati Developing Aluminum Frame for MotoGP [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: <http://www.motorcycledaily.com/2011/08/french-magazine-reports-ducati-developing-aluminum-frame-for-motogp/>
 32. James Parker, Ducati Desmosedici RR | The 85 Percent Solution [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: <https://www.motorcyclistonline.com/ducati-desmosedici-rr-85-percent-solution>
 33. Motorcycle.com, 2011 Honda CBR250R Tech Review [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: http://www.motorcycle.com/gallery/gallery.php/d/269954-1/2011-Honda-CBR250R_Diamond-Frame_01.jpg
 34. Mototribu, Chassis Design Monocoque frame [Internet]. [cited 2017 Nov 24]. Available from: http://mototribu.com/constructeur/kawasaki/2006/1400zzr/z/www.kawasaki-presse.info/Data/DP/ZZR1400_06/PHOTOS/Features/06ZX1400A_CG_Frame_battery.jpg
 35. Trussty Jasmine, A unique design approach of Omega Motorcycle [Internet]. 2016 [cited 2017 Nov 24]. Available from: https://3.bp.blogspot.com/-WslghWHv3Lw/V6mEN6y7qnl/AAAAAAAAAWd4/3x4V47wgW1kdU8N9c2c_4k8k4CbpdOtlgCEw/s1600/Omega%2Bby%2BSBAY%2BMotor%2BCompany%2B-5.jpg
 36. Sergio Cobo, BeOn ofrece Moto3 'low-cost' para competir [Internet]. 2015 [cited 2017 Nov 24]. Available from: <http://www.masmoto.net/competicion/beon-moto3-2016/>

Anexo

A secção anexos encontra-se organizada da seguinte forma:

1. Matriz Qualidade;
2. Matriz do Produto;
3. Lista de perfis disponíveis para a concretização do projeto;
4. Lista de rolos de calandragem disponível para o projeto;
5. Desenhos técnicos.

Matriz da Qualidade										Importância (1-5)										%									
	Conforto				Construção/ Manutenção						Características dinâmicas						EI = Avaliação Estratégica				MI = Avaliação da Concorrência				IDi* = Priorização Revista				
	Posição condução	Nº afinações possíveis	Altura banco ao solo	Visibilidade manípulos e informação condutor	Posições pesleiras	Acesso aos componentes	Número operações de fabrico	Tolerânciamento das peças	Resistência impactos (quedas)	Tempo de vida/ Durabilidade	Quantidade de materiais de construção	Custo fabrico	Baixo peso	Resistência a tensões	Posição horizontal CG	Posição vertical CG	Inclinação máxima moto	Trail	Distância entre-eixos	Rigidez estrutural (flexão/torção)	Ângulo ataque coluna direção								

$$IQj = \sum IDi^* \times DQij$$

$$IQj^* = IQj \times \sqrt{Dj} \times \sqrt{Bj}$$

$$IDi^* = IDi \times \sqrt{Ei} \times \sqrt{M}$$

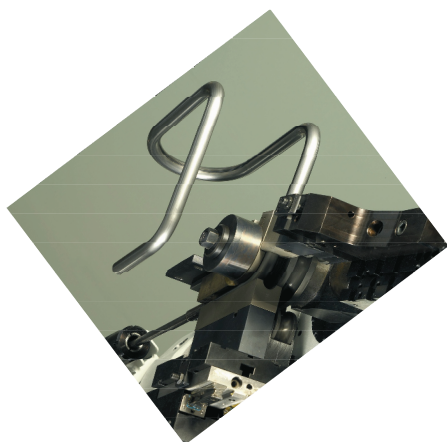
Grau de Dificuldade de Actuação	
0,5	Baixa
1	Neutra
1,5	Alta
2	Elevada

Matriz do Produto	Conforto					Construção/ Manutenção						Características dinâmicas																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																								
		+		+		+	-		+		-	-			+																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					

Os perfis dos tubos disponíveis para a concretização deste projeto são os apresentados na tabela:

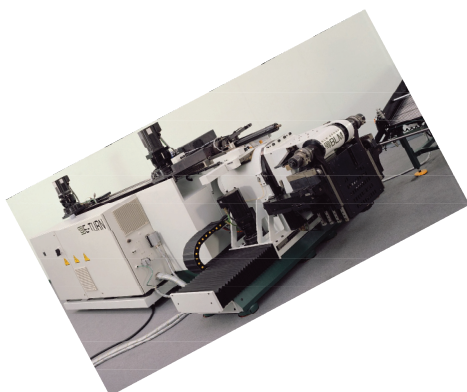
Ø	
53020200E220	20*2
53030300	30*3
53020300	20*3
53018200	18*2
53025150S	25*1,5
53025200E220	25*2
53030150	30*1,5
53035150	35*1,5
53030200	30*2
53045250	45*2,5
53050300	50*3
53012100	12*1
53010120	10*1,2
53016150E420	16*1,5
53014200	14*2
53015150	15*1,5
53018200E420	18*2
53025300SCR	25*3
53028250CR	28*2,5
53032200S37	32*2
53038200CR	38*2
53010100	10*1

TUBO REDONDO
ROUND PIPE- TUBE ROND



TUBO PIPE- TUBE	RAIO INT. RADIUS INT.- RAYON INT.	NOTAS NOTES
Ø10	25	
Ø10	25	
Ø10	25	
Ø10	VARIÁVEL- VARIABLE	
Ø12	12	
Ø14	13	
Ø14	23	
Ø15	15	
Ø15	22,5	
Ø16	27,5	
Ø16	164	
Ø16	25	
Ø16	42	
Ø16	82	
Ø16	17	
Ø16	32	
Ø16	62	
Ø16	70	
Ø18	41	
Ø18	16	
Ø18	16	
Ø18	20	
Ø18	31	
Ø18	25	
Ø18	125	
Ø18	140	
Ø18	57,5	
Ø19	35	
Ø19	70	
Ø19	60	
Ø20	30	
Ø20	33,5	
Ø20	90	
Ø20	50	
Ø20	53,5	
Ø20	60	
Ø20	70	
Ø22	39	
Ø22	41	
Ø22	89	
Ø22	20	
Ø22	20	
Ø22	39	
Ø22	41	
Ø22	69	
Ø22	63	
Ø22	39	
Ø22	53,5	
Ø22	55	
Ø22.2	41	
Ø22.2	30	
Ø24	50	
Ø25	46	
Ø25	55	
Ø25	83	
Ø25	112,5	
Ø25	185	
Ø25	32,5	
Ø25	46	
Ø25	55	
Ø25	67	
Ø25	725	
Ø25	83	
Ø25	27,5	
Ø25	55	
Ø25	27,5	
Ø25	90	

TUBO REDONDO
ROUND PIPE- TUBE ROND



TUBO QUADRADO
SQUARE PIPE- TUBE CARRE

TUBO RECTANGULAR
RECTANGULAR PIPE- TUBE RECTANGULAIRE

TUBO OVAL
OVAL PIPE- TUBE OLVALE

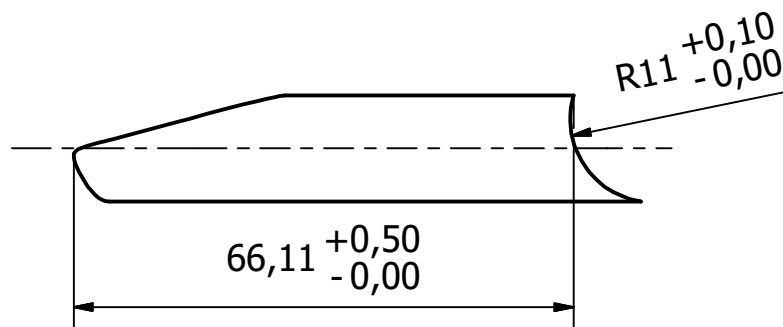
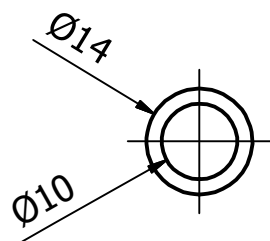
TUBO PIPE- TUBE	RAIO INT. RADIUS INT.- RAYON INT.	NOTAS NOTES
--------------------	--------------------------------------	----------------

Ø28	70	
Ø28	30	
Ø28	36	
Ø28	75	
Ø28	45	
Ø28	60	
Ø28	52,5	
Ø30	55	
Ø30	70	
Ø30	VARIÁVEL- VARIABLE	
Ø30	35	
Ø30	47,5	
Ø30	95	
Ø32	102	
Ø32	64	
Ø32	84	
Ø32	64	
Ø32	37	
Ø32	55	
Ø32	84	
Ø32	92	
Ø34	68	
Ø34	75	
Ø35	82,5	
Ø35	52,5	
Ø35	100	
Ø35	70	
Ø35	46	
Ø38	100	
Ø38	73	
Ø38	80	
Ø38	61	
Ø38	61	
Ø40	60	
Ø40	58	
Ø40	80	
Ø42	66,5	
Ø45	133	
Ø45	134,5	
Ø45	97,5	
Ø48	226	
Ø48	126	
Ø50	100	
Ø50	145	
Ø50	285	
Ø50	120	
Ø55	122,5	
Ø60	150	

☒ 20	110	
☒ 25	60	
☒ 30	156	
☒ 30	120	
☒ 30	55	
☒ 35	53	

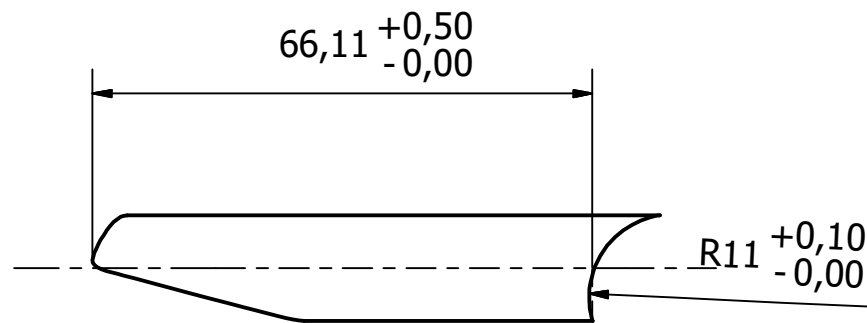
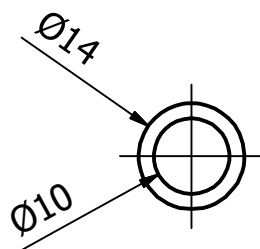
☒ 25X15	160	CURVA NA FACE 25- CURVES IN THE FACE OF 25
☒ 25X15	95,5	CURVA NA FACE 15- CURVES IN THE FACE OF 15
☒ 25X15	97,5	CURVA NA FACE 15- CURVES IN THE FACE OF 15
☒ 20X40	64	CURVA NA FACE 40- CURVES IN THE FACE OF 40

○ 30X15X1,5	60	CURVA NA FACE 15- CURVES IN THE FACE OF 15
○ 30X15X1,5	60	CURVA NA FACE 30- CURVES IN THE FACE OF 30



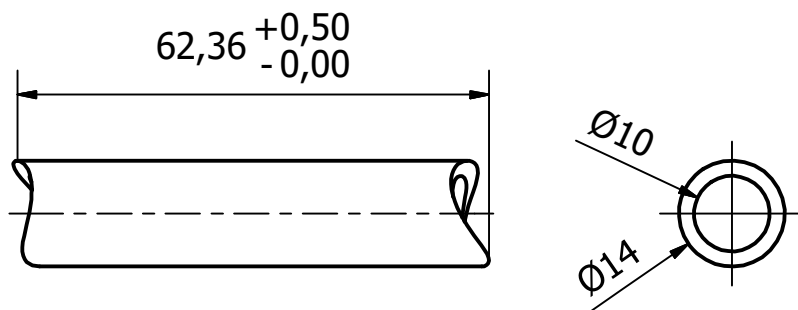
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 m K		
			Tubo suporte escora direita	Edição	Folha 1 / 1



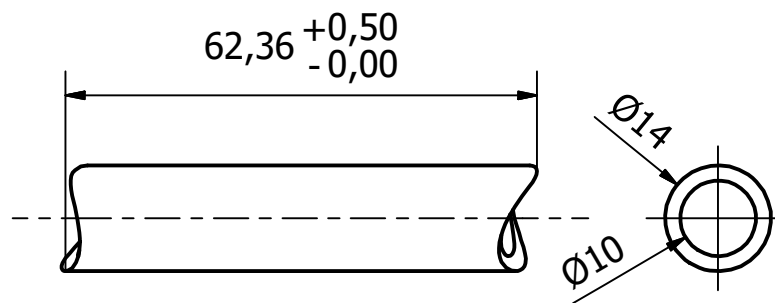
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 m K		
			Tubo suporte escora esquerda	Edição	Folha 1 / 1



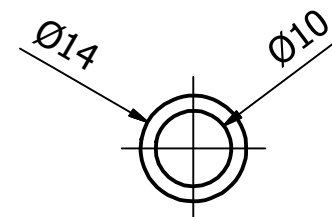
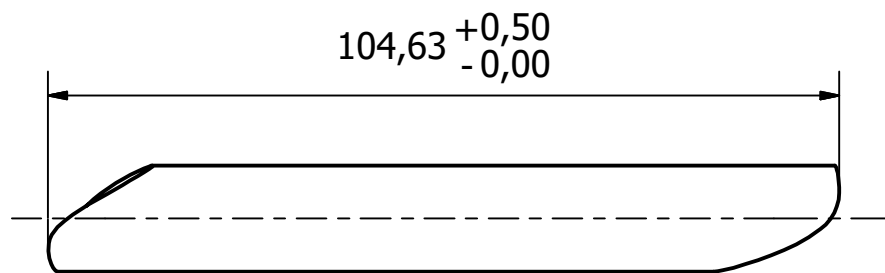
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data		Data	09/12/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 m K				
			Tubo treliça vertical direita		Edição	Folha 1 / 1	



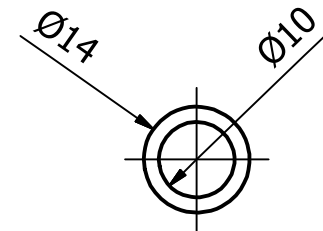
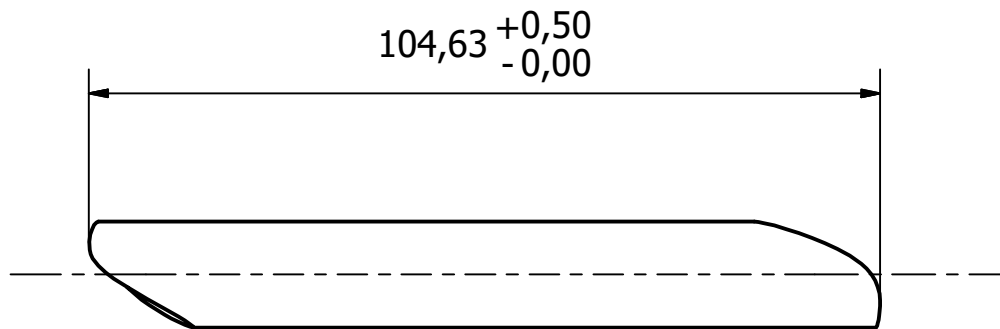
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 m K		
			Tubo treliça vertical esquerda		Edição 1 / 1



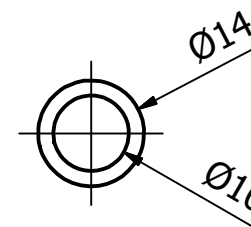
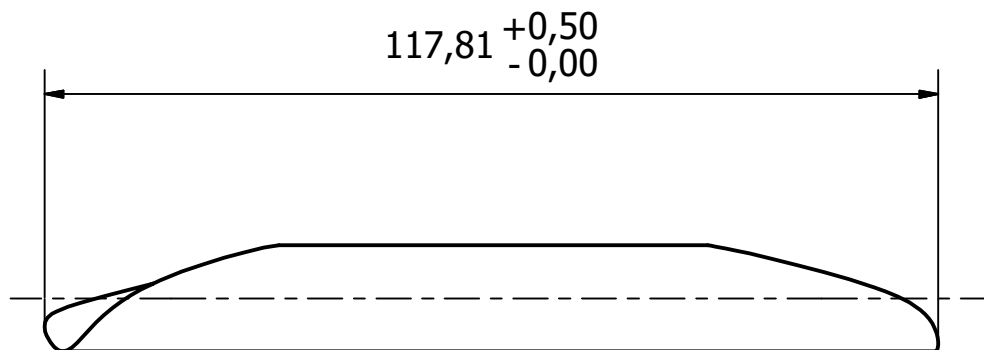
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo treliça inclinado frontal direita		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



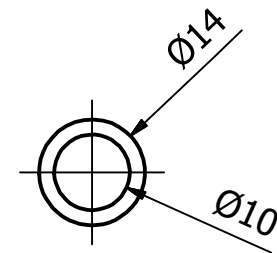
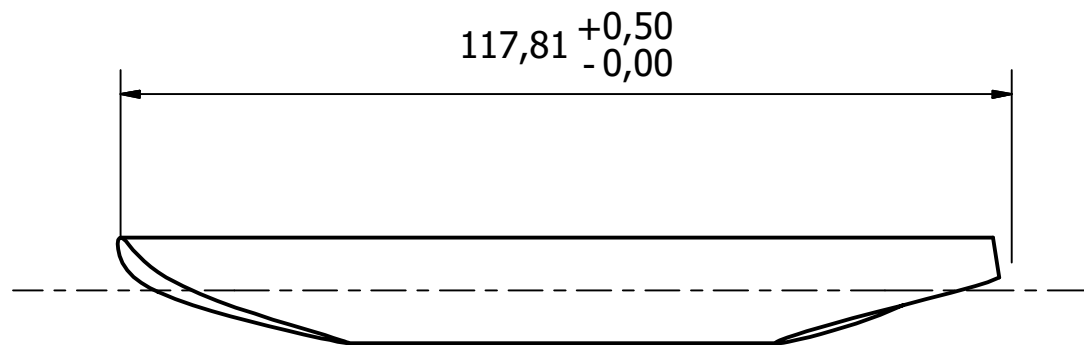
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo treliça inclinado frontal esquerda		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



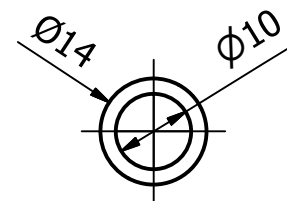
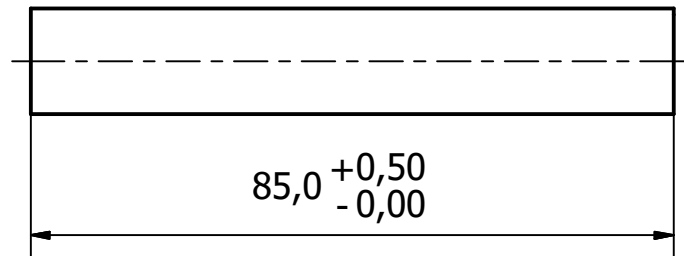
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo reforço lateral traseiro direita		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



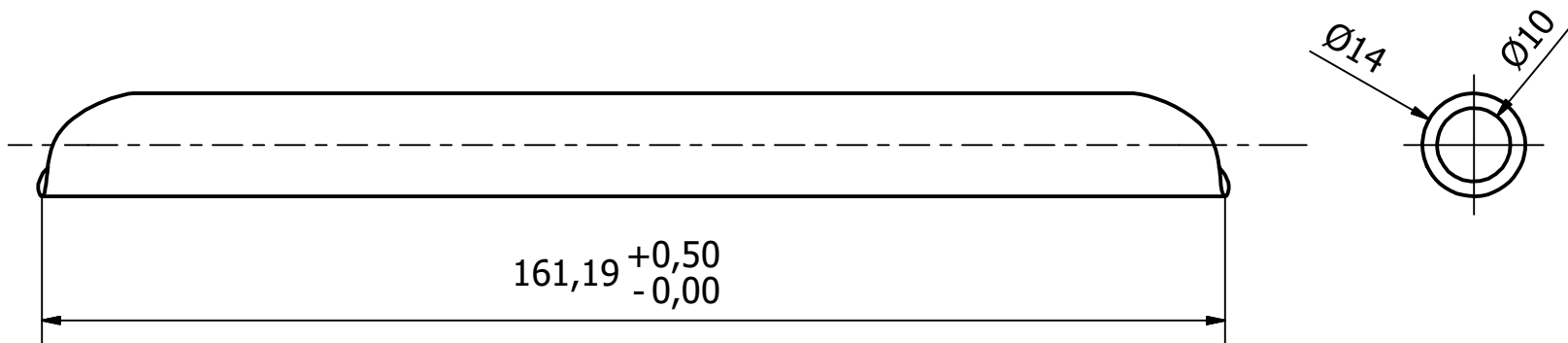
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
Motochanics UA			Tubo reforço lateral traseiro esquerda		
Tolerâncias ISO 2768 m K				Edição	Folha
					1 / 1



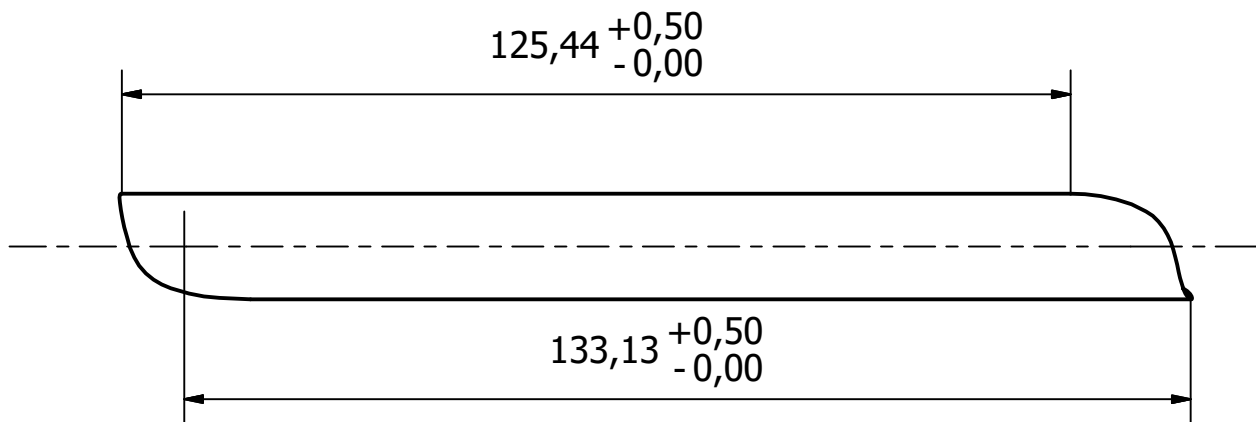
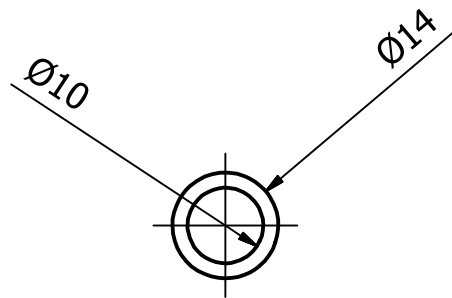
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 m K		
			Tubo traseiro subquadro	Edição	Folha 1 / 1



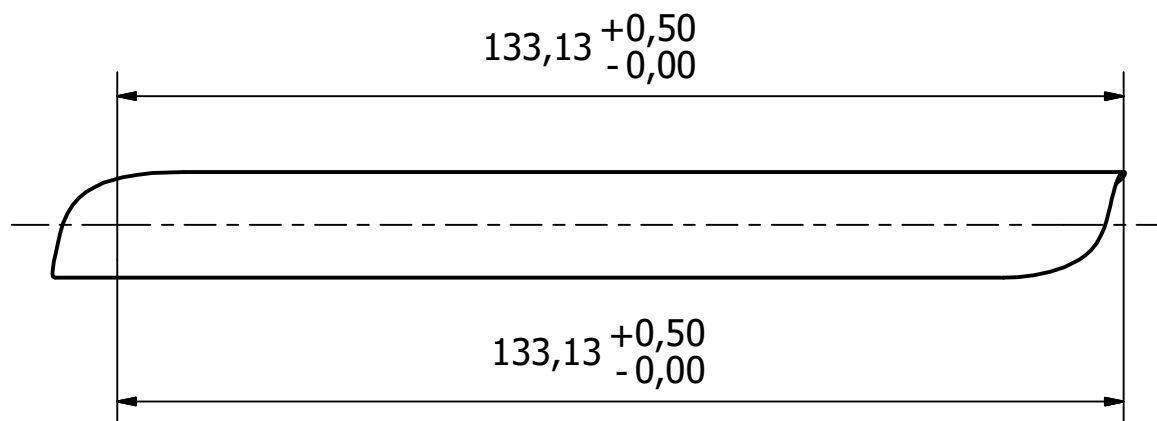
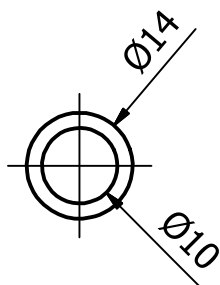
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 m K		
Tubo reforço frontal				Edição	Folha 1 / 1



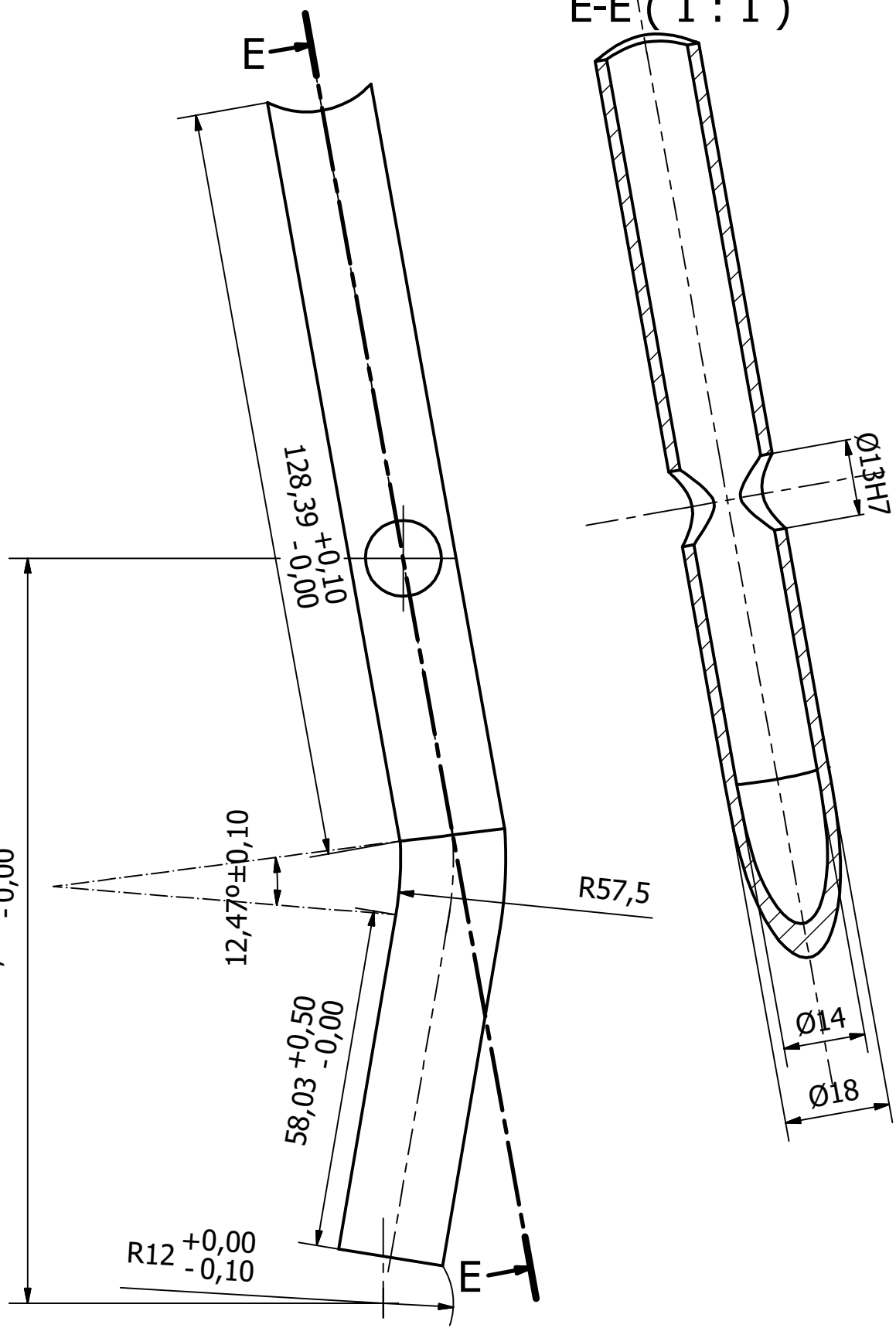
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data		Data	09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo treliça inclinado traseiro esquerda				
			Tolerâncias ISO 2768 m K		Edição	Folha 1 / 1	



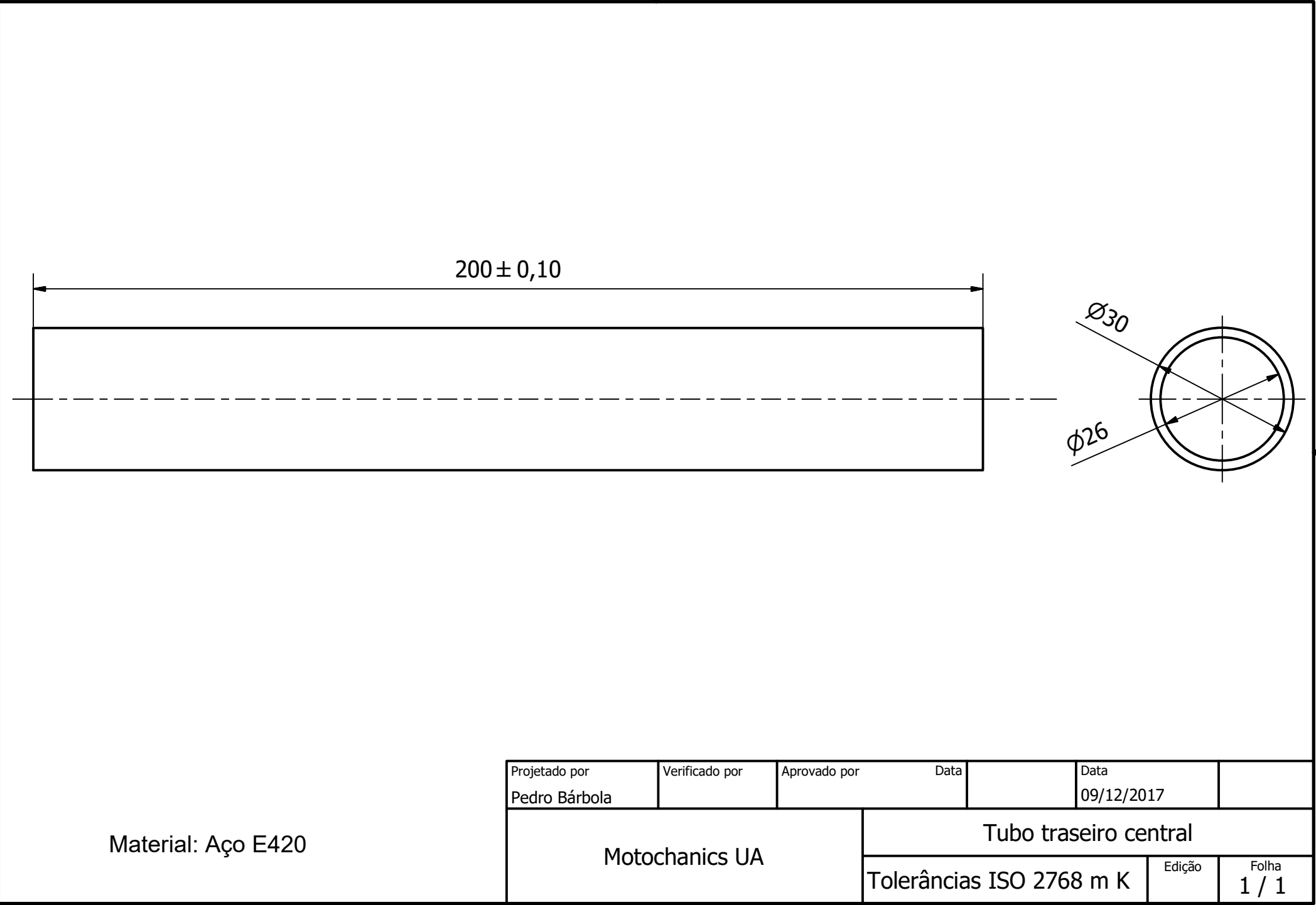
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo treliça inclinado traseiro direita		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1

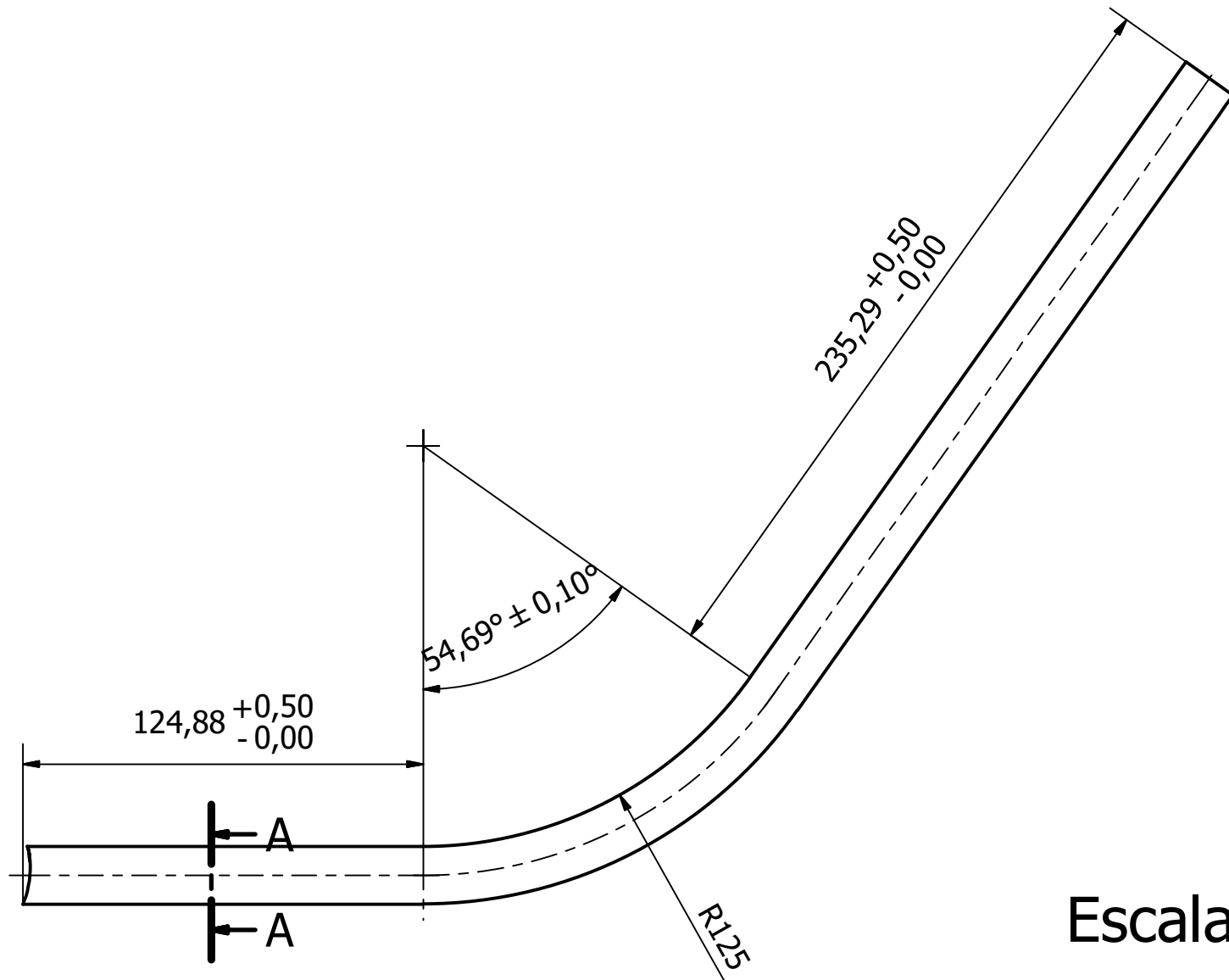
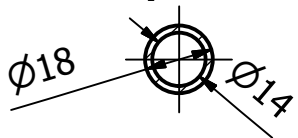


Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 02/12/2017	
Motochanics UA		Tubo lateral direito			
		Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1	



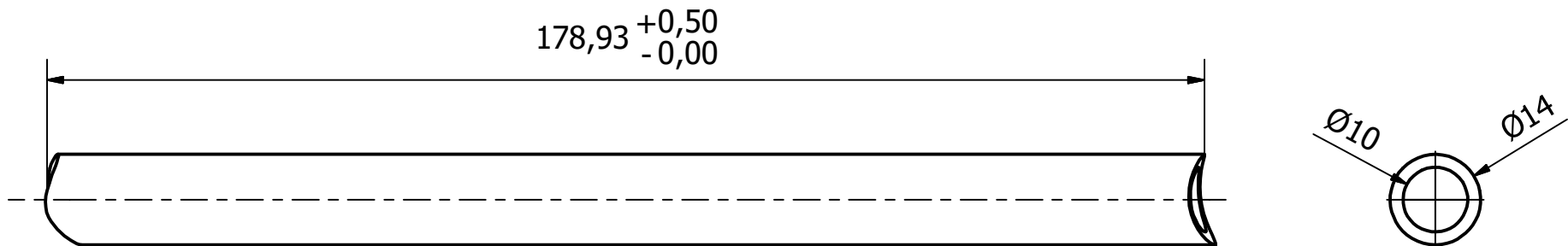
A-A (1 : 2)



Escala: 1/2

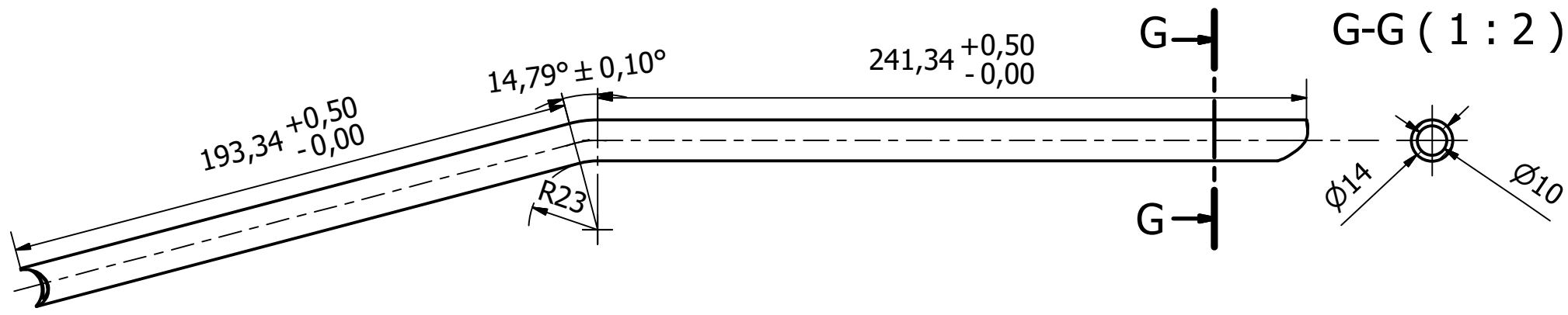
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 02/12/2017	
Motochanics UA			Tubo principal superior esquerda		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



Material: Aço E420

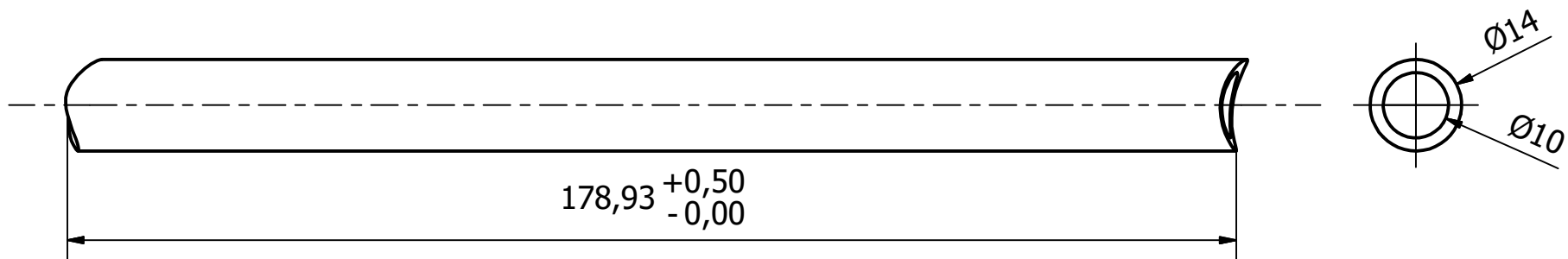
Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data		Data	09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo ligação principal motor frontal direita				
			Tolerâncias ISO 2768 m K		Edição	Folha 1 / 1	



Escala: 1/2

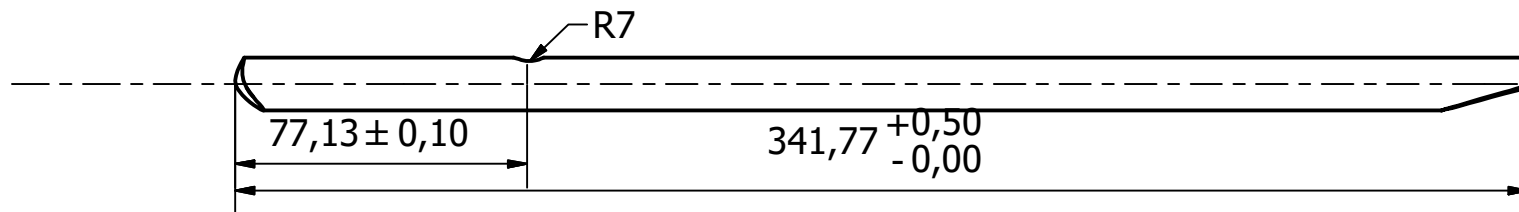
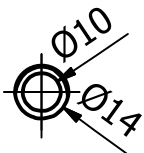
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 02/12/2017	
Motochanics UA			Tubo superior subquadro direita		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



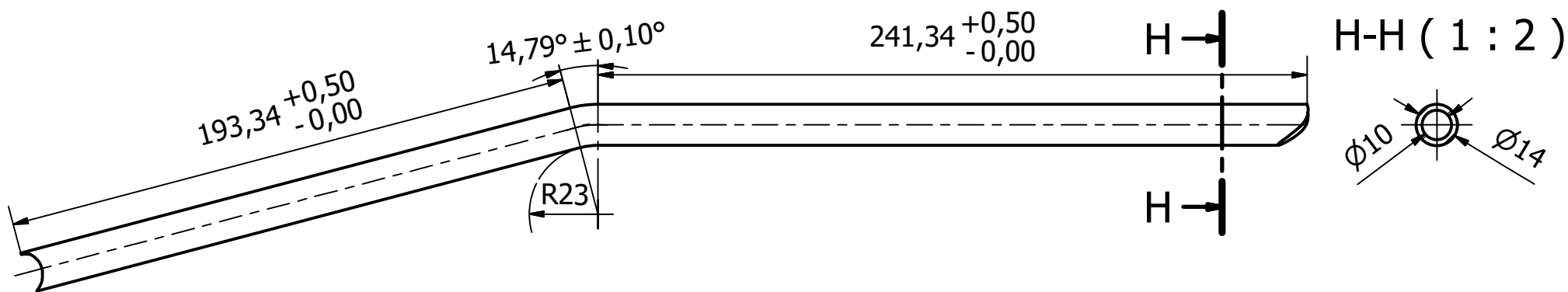
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo ligação principal motor frontal esquerda		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



Material: Aço E420

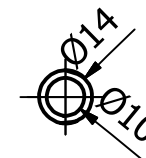
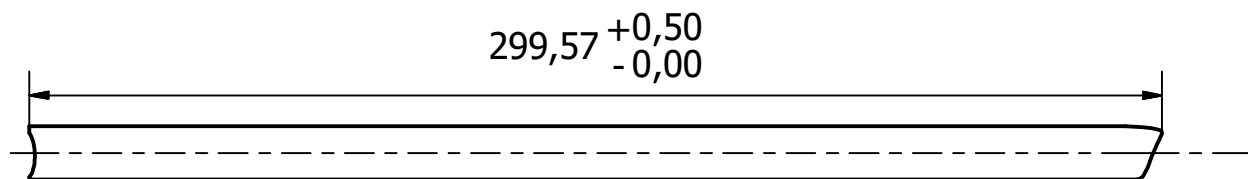
Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo inferior subquadro esquerda[Escala:1/2]		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



Escala: 1/2

Material: Aço E420

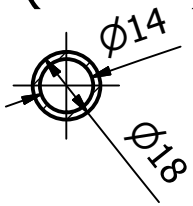
Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
				02/12/2017	
Motochanics UA			Tubo superior subquadro esquerda		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



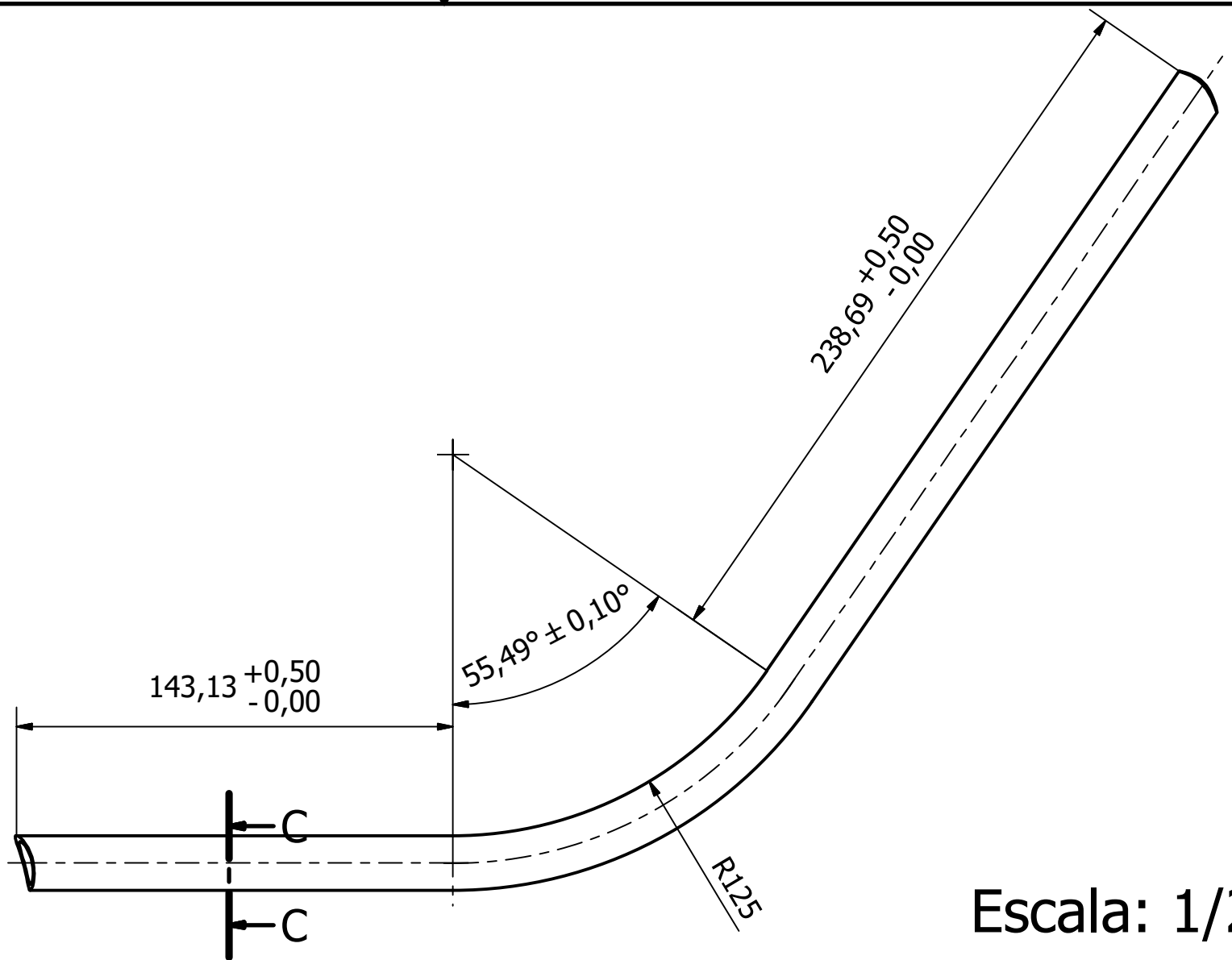
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo apoio radiador direita [Escala:1/2]		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1

C-C (1 : 2)

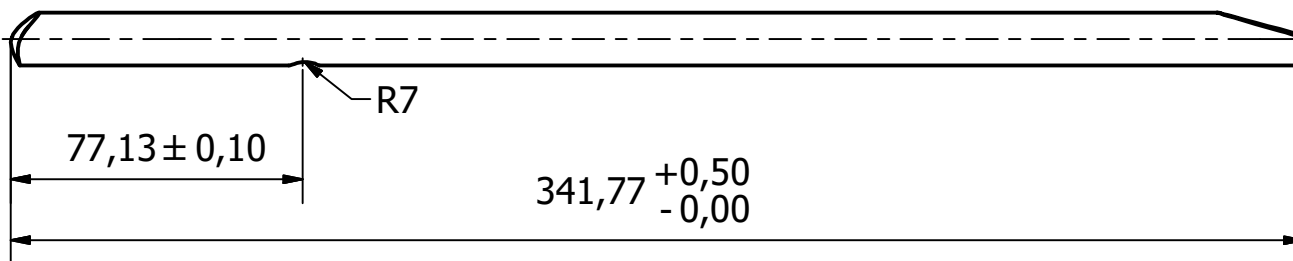
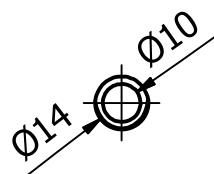


Material: Aço E420



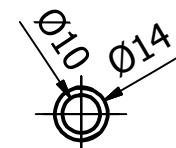
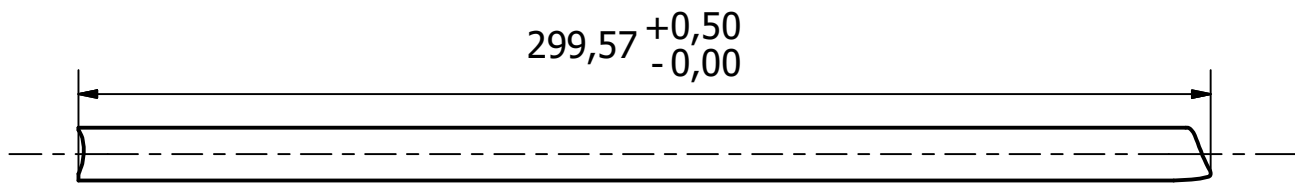
Escala: 1/2

Projetado por	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
Pedro Bárbola				02/12/2017	
Motochanics UA			Tubo principal inferior esquerda		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha
					1 / 1



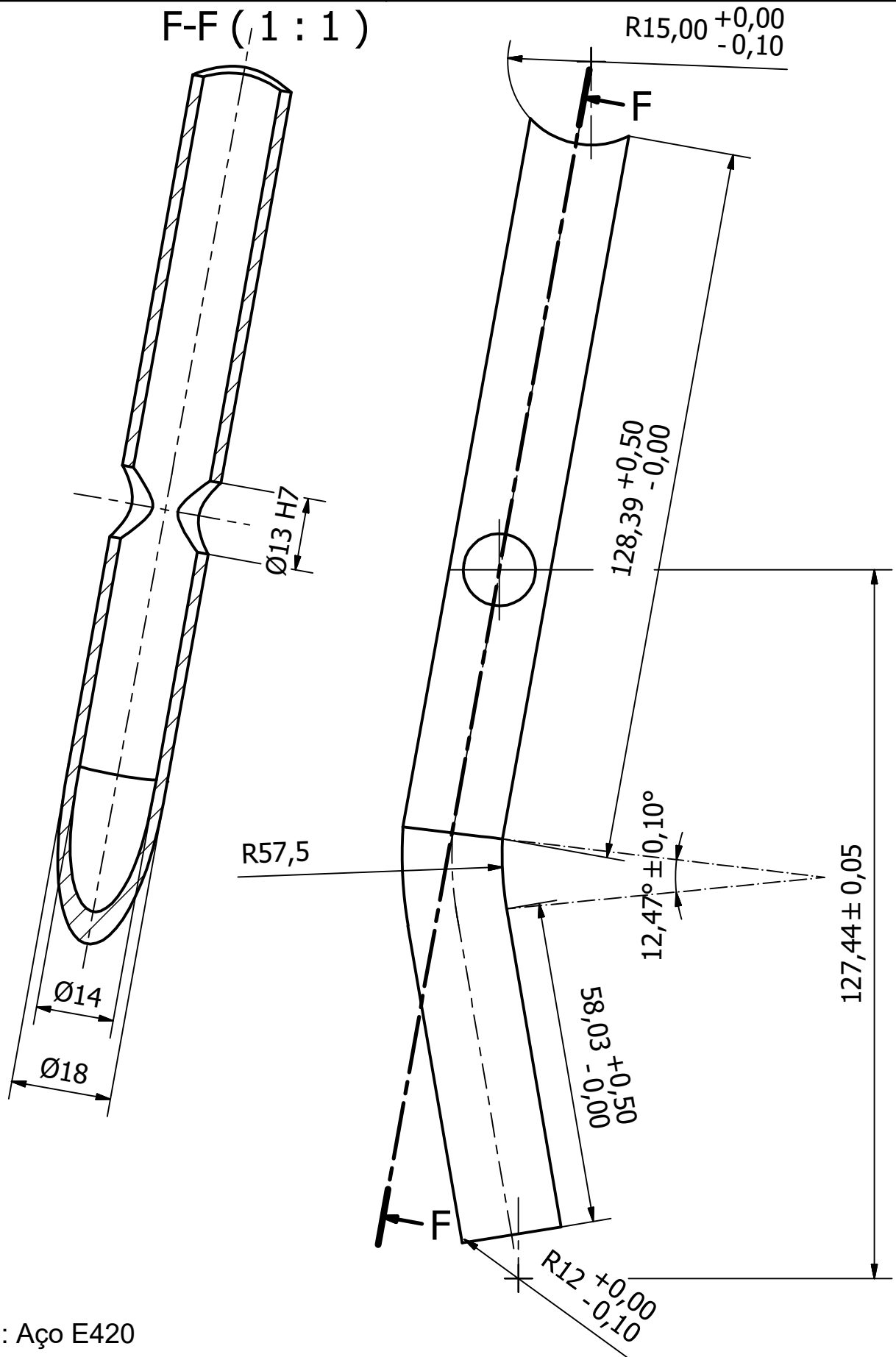
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 09/12/2017	
Motochanics UA			Tubo inferior subquadro direita [Escala:1/2]		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



Material: Aço E420

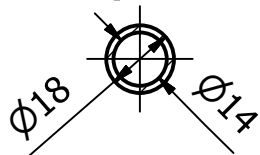
Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
Motochanics UA			Tubo apoio radiador esquerda [Escala:1/2]		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha
				1 / 1	1 / 1



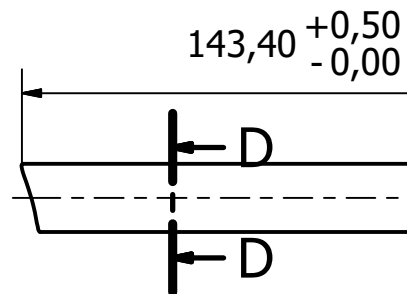
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 02/12/2017	
Motochanics UA			Tubo lateral esquerdo		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1

D-D (1 : 2)

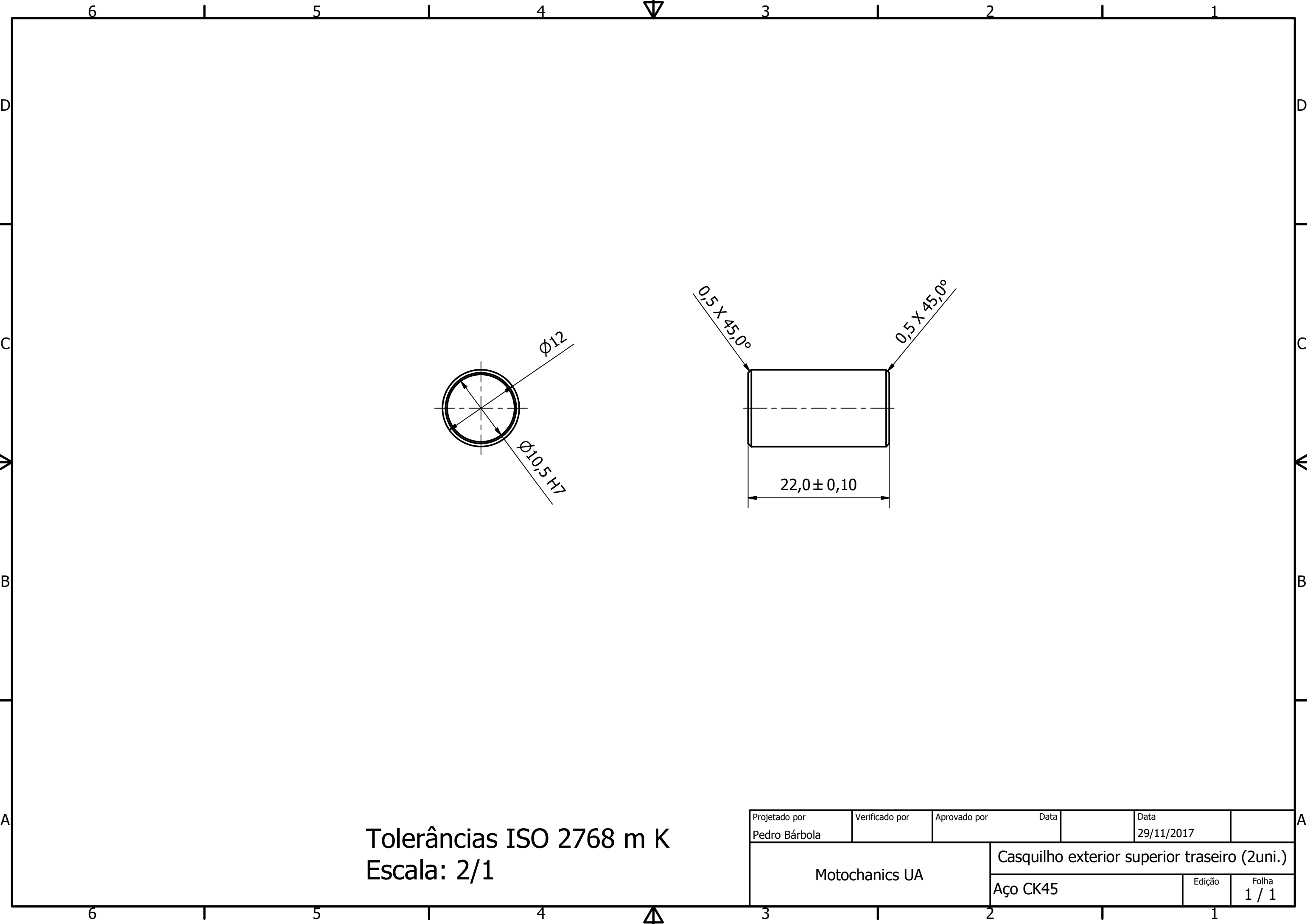


Material: Aço E420



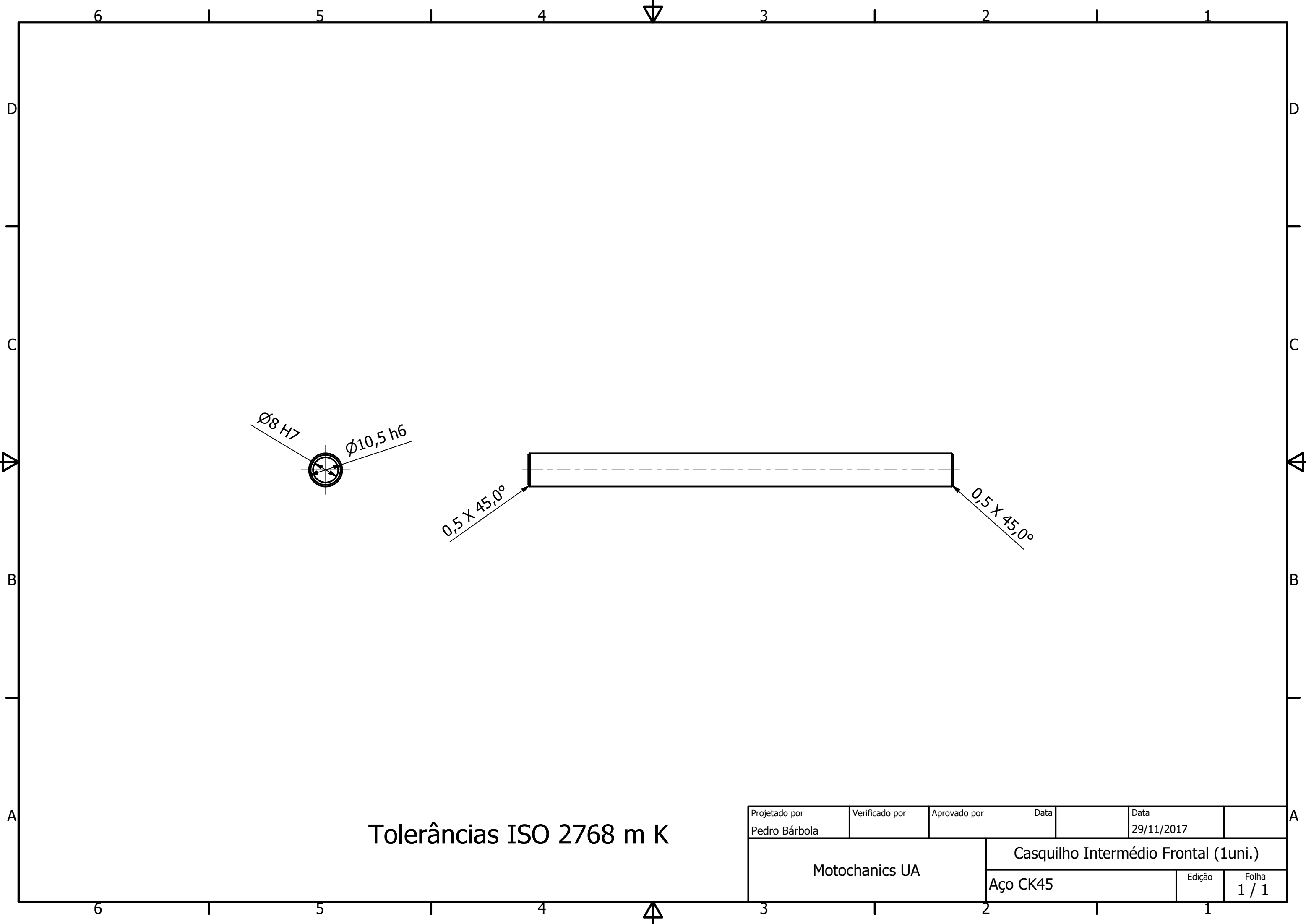
Escala: 1/2

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 02/12/2017	
Motochanics UA			Tubo principal inferior direita		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1

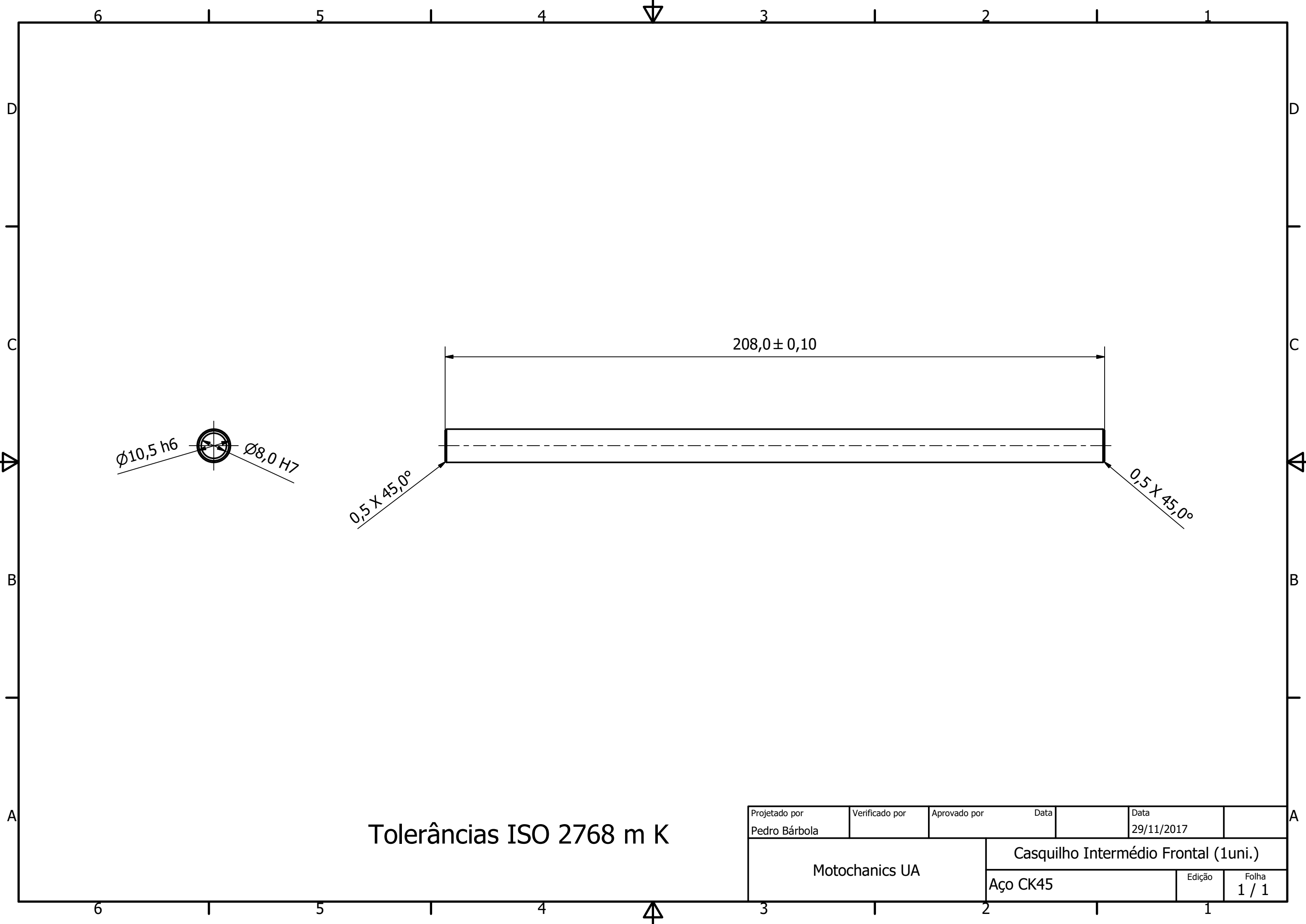


Tolerâncias ISO 2768 m K
Escala: 2/1

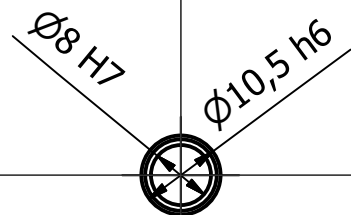
Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data		Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Casquilho exterior superior traseiro (2uni.)			
			Aço CK45		Edição	Folha 1 / 1



Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data 29/11/2017	
Motochanics UA		Casquilho Intermédio Frontal (1uni.)		
		Aço CK45	Edição	Folha 1 / 1



Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data 29/11/2017	
Motochanics UA		Casquilho Intermédio Frontal (1uni.)		
		Aço CK45	Edição	Folha 1 / 1



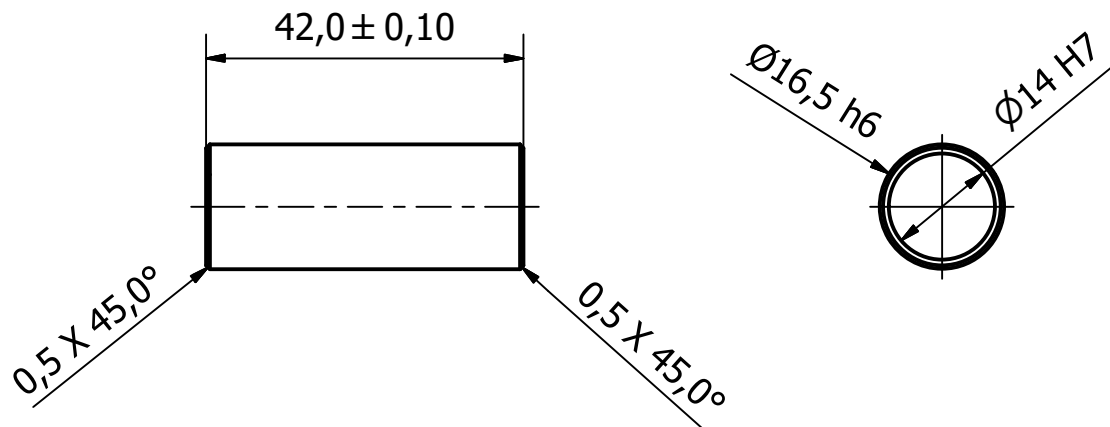
0,5 X 45,0°

0,5 X 45,0°

134,0 ± 0,10

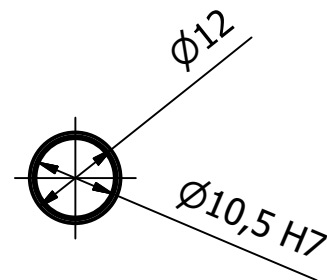
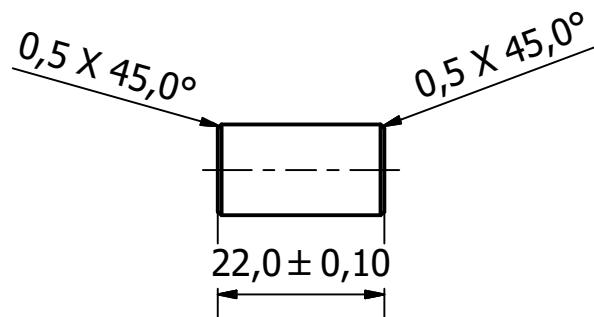
Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Casquilho Intermédio Inferior Traseiro (1uni.)	
Aço CK45			Edição	Folha 1 / 1



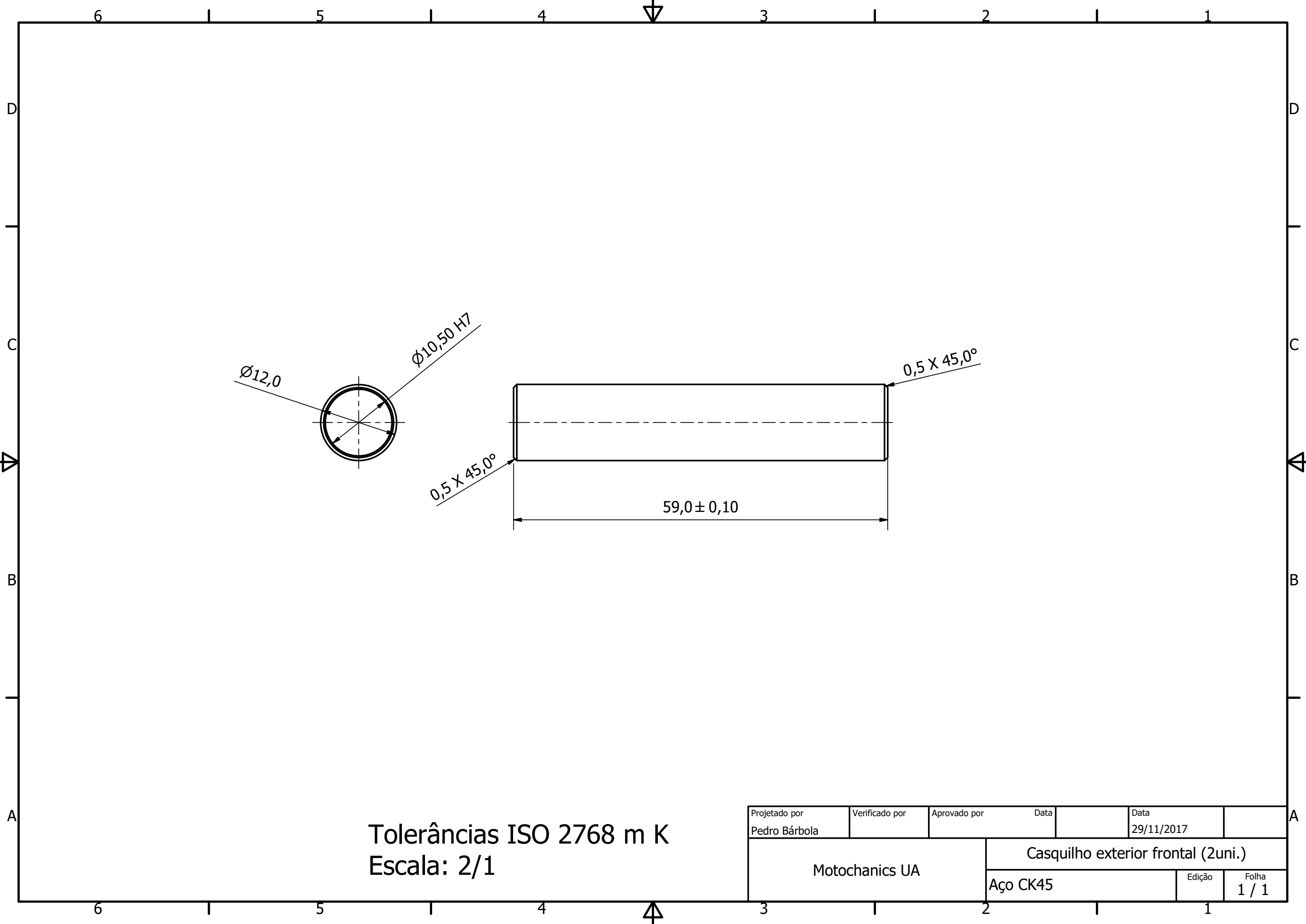
Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data 29/11/2017	
Motochanics UA		Casquilho Suspensão (1uni.)		
		Aço CK45	Edição	Folha 1 / 1

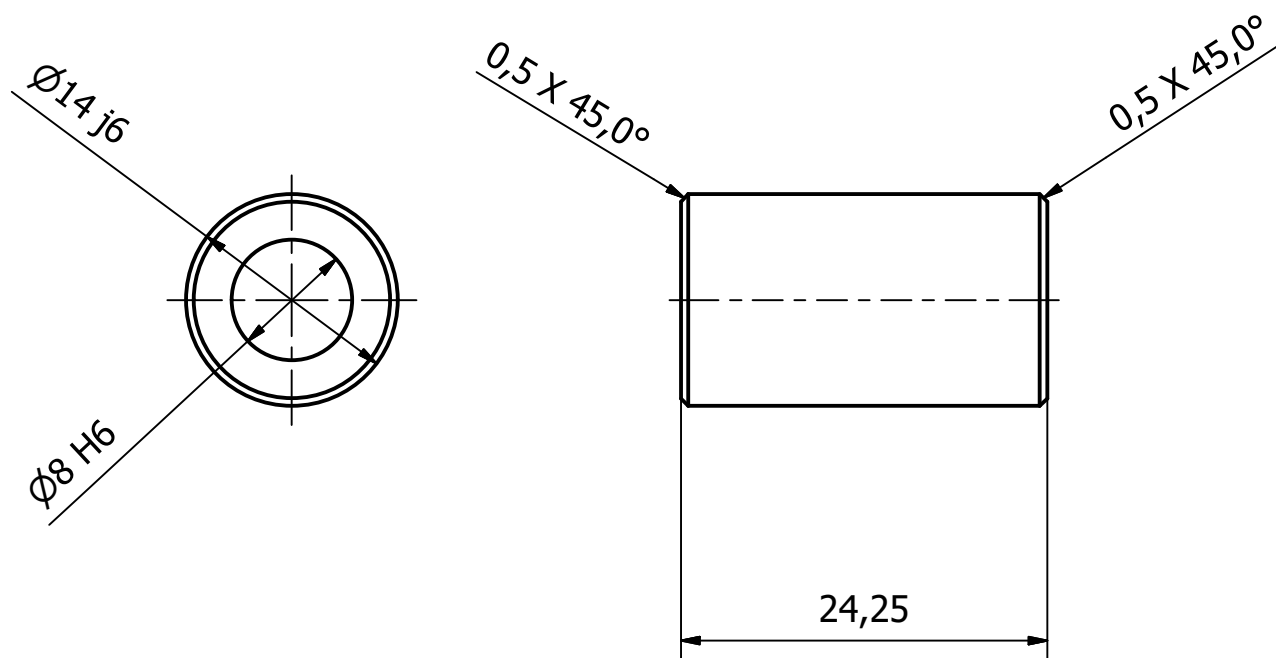


Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Casquilho Exterior Inferior Traseiro (2uni.)		
			Aço CK45	Edição	Folha 1 / 1

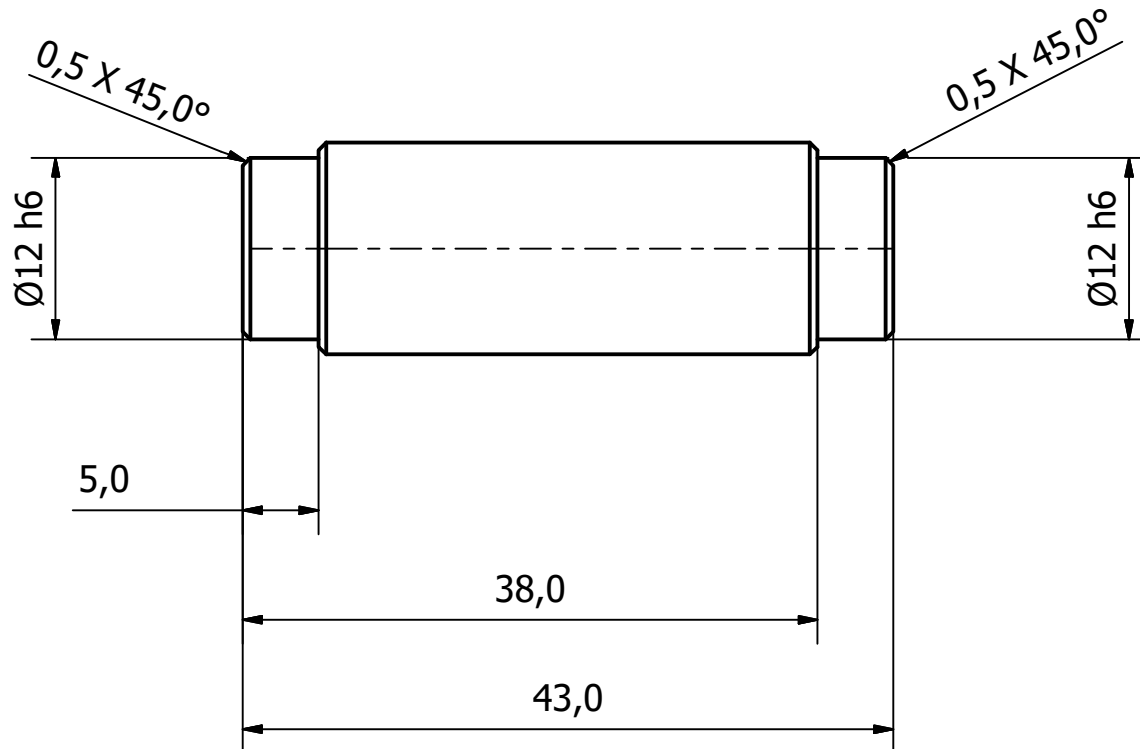
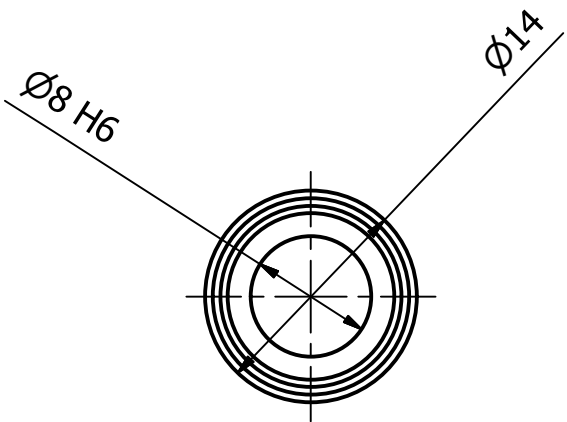


Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data 29/11/2017	
Motochanics UA		Casquilho exterior frontal (2uni.)		
		Aço CK45	Edição	Folha 1 / 1



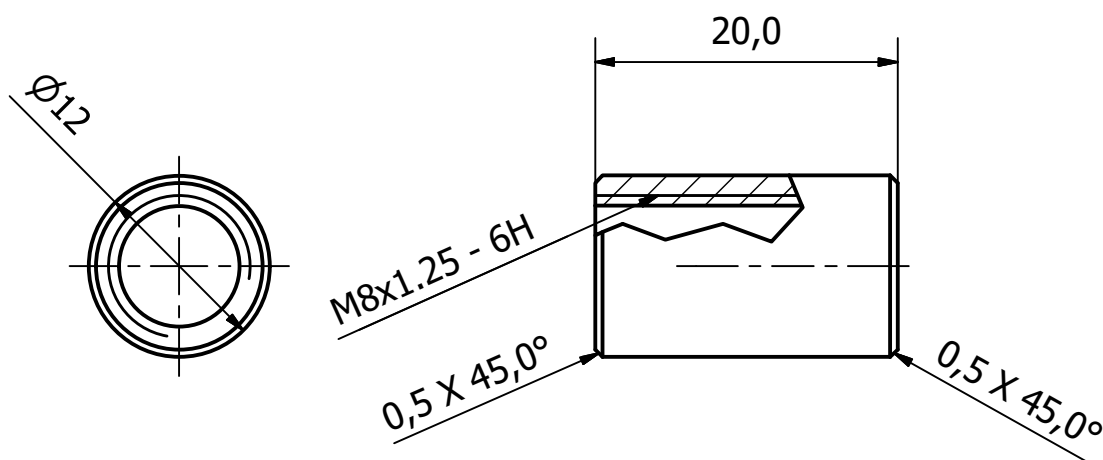
Tolerâncias ISO 2768 m K
Escala: 2/1

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data		Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Espaçador peseira inferior 2uni.			
			Alumínio 6081 T6 ou equiv.		Edição	Folha 1 / 1



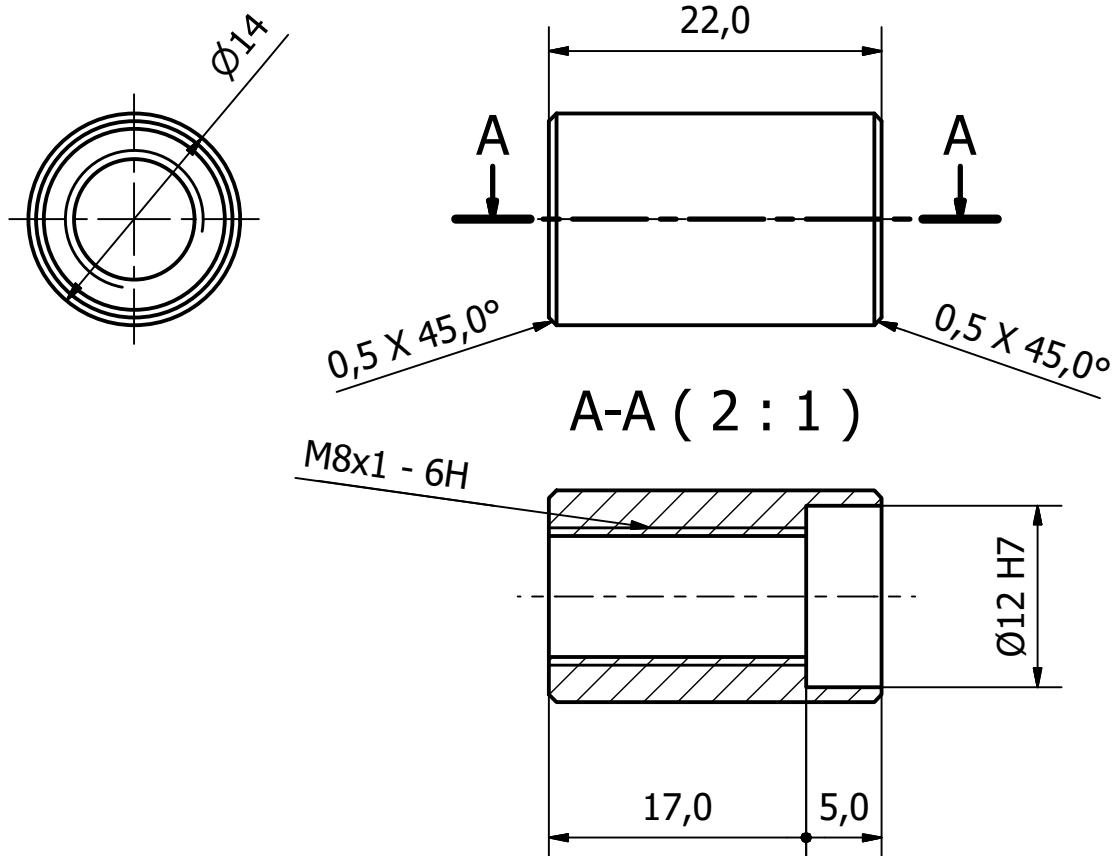
Tolerâncias ISO 2768 m K
Escala: 2/1

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Espaçador peseira superior 2uni.		
			Alumínio 6081 T6 ou equiv.	Edição	Folha 1 / 1



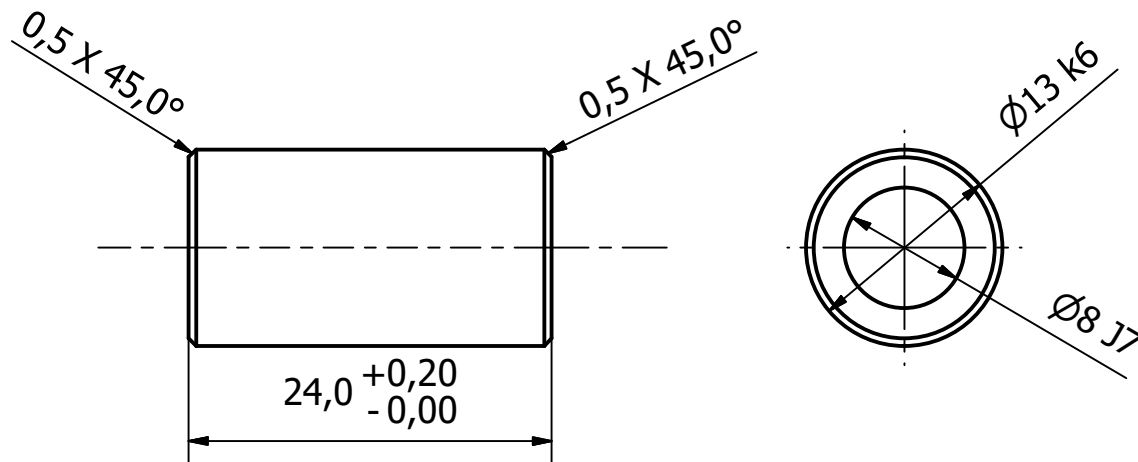
Tolerâncias ISO 2768 m K
Escala: 2/1

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data		Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Varão roscado (3uni.)			
			Aço E420 ou equiv.		Edição	Folha 1 / 1



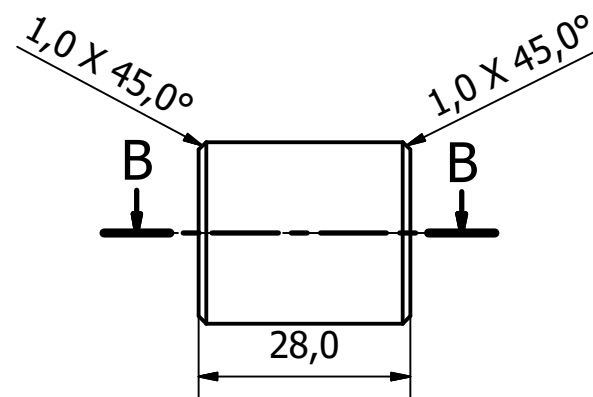
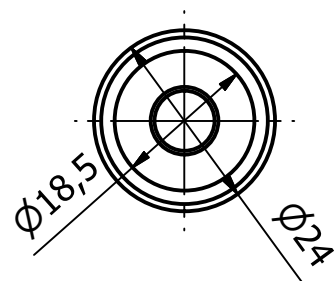
Tolerâncias ISO 2768 m K
Escala: 2/1

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data		Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Apoio peseira no quadro (2uni.)			
			Aço E420 ou equiv.		Edição	Folha 1 / 1

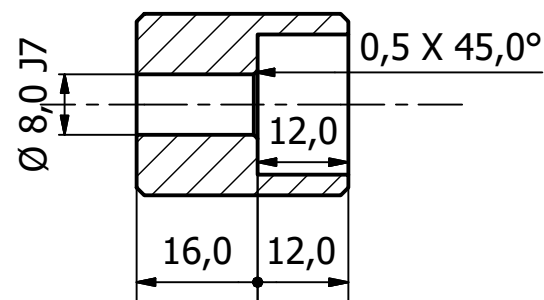


Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Suportes motor traseiro superior (2uni.)		
			Aço E420 ou equiv.	Edição	Folha 1 / 1

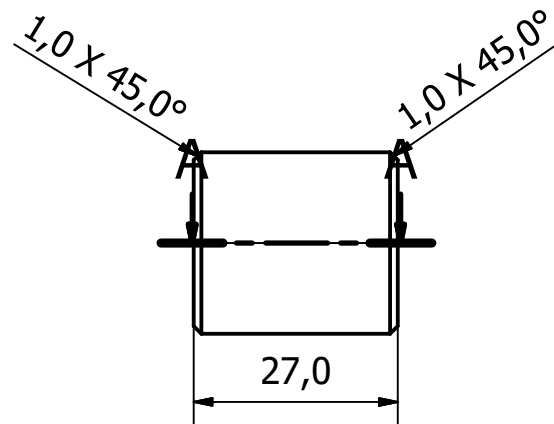
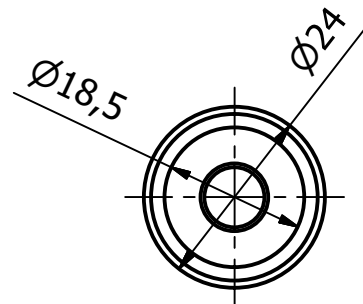


B-B (1 : 1)

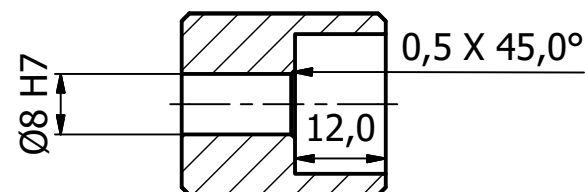


Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
				29/11/2017	
Motochanics UA			Suporte motor frontal (2uni.)		
			Aço E420 ou equiv.	Edição	Folha
					1 / 1

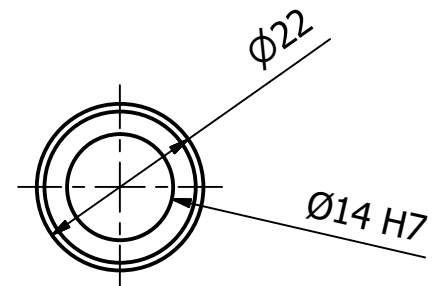
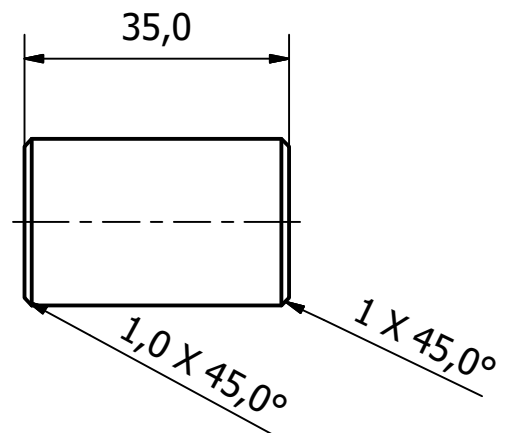


A-A (1 : 1)



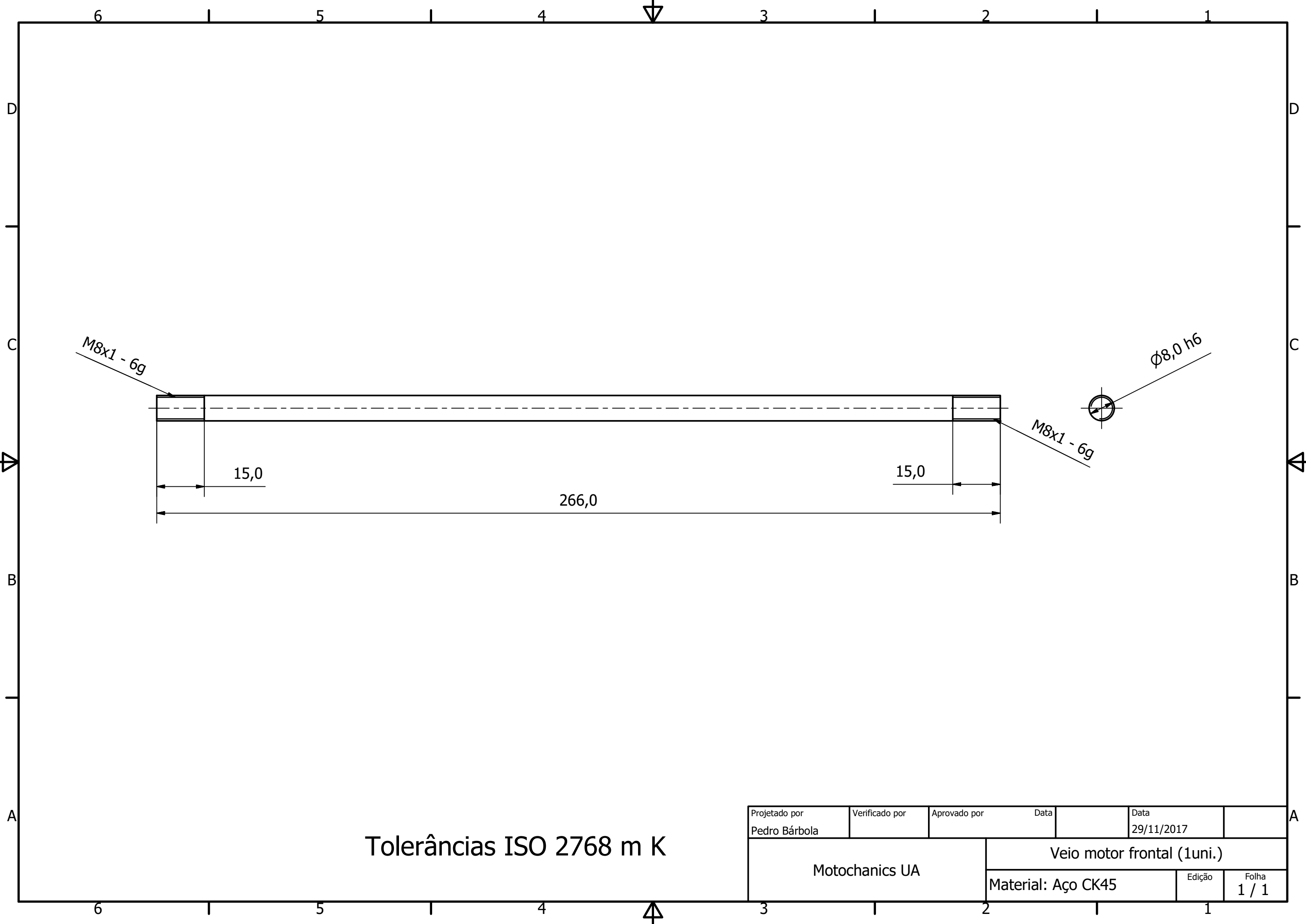
Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
				29/11/2017	
Motochanics UA			Suporte motor inferior traseiro (2uni.)		
			Aço E420 ou equiv.	Edição	Folha 1 / 1



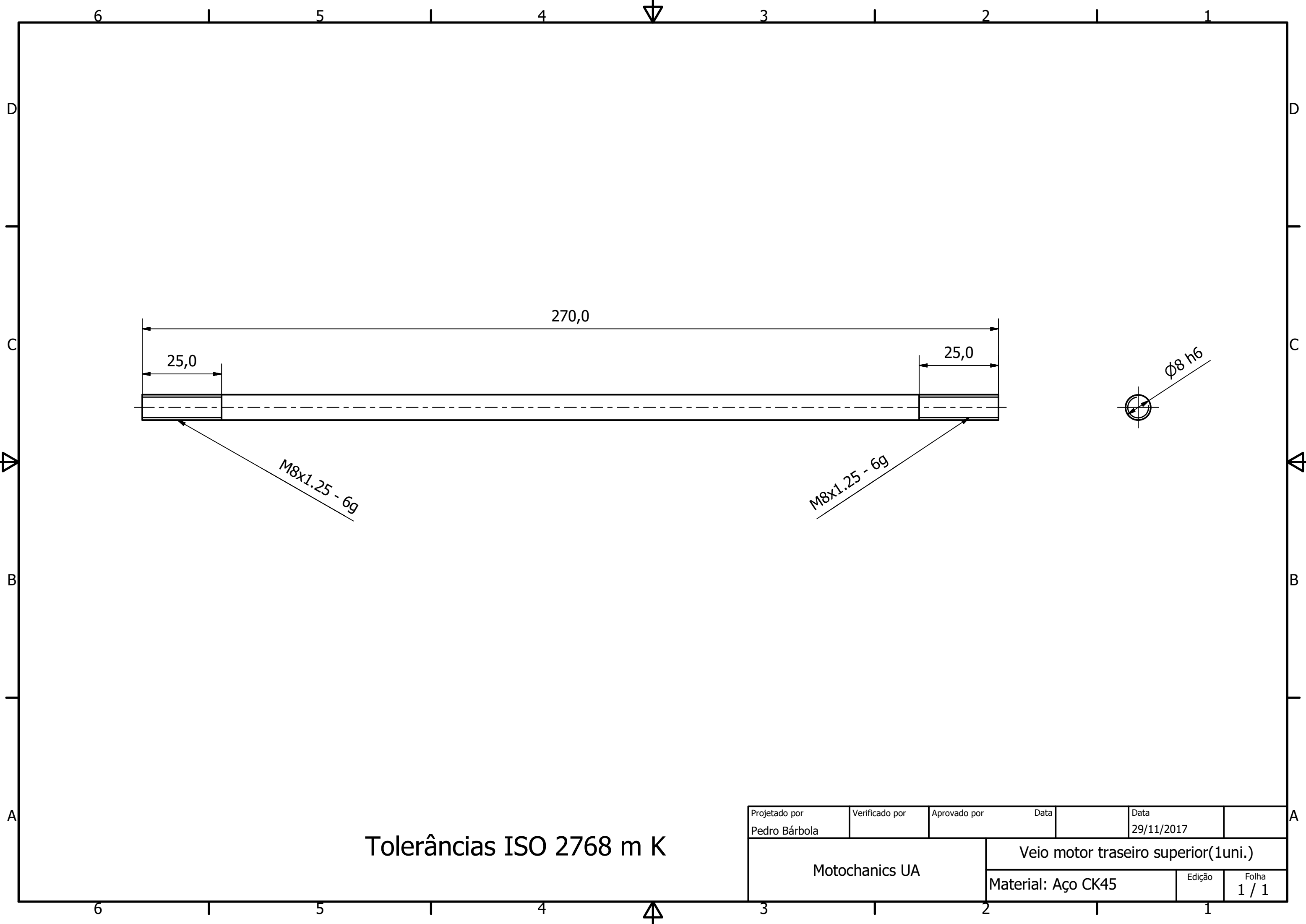
Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Suporte pivot escora (2uni.)		
			Aço E420 ou equiv.	Edição	Folha 1 / 1



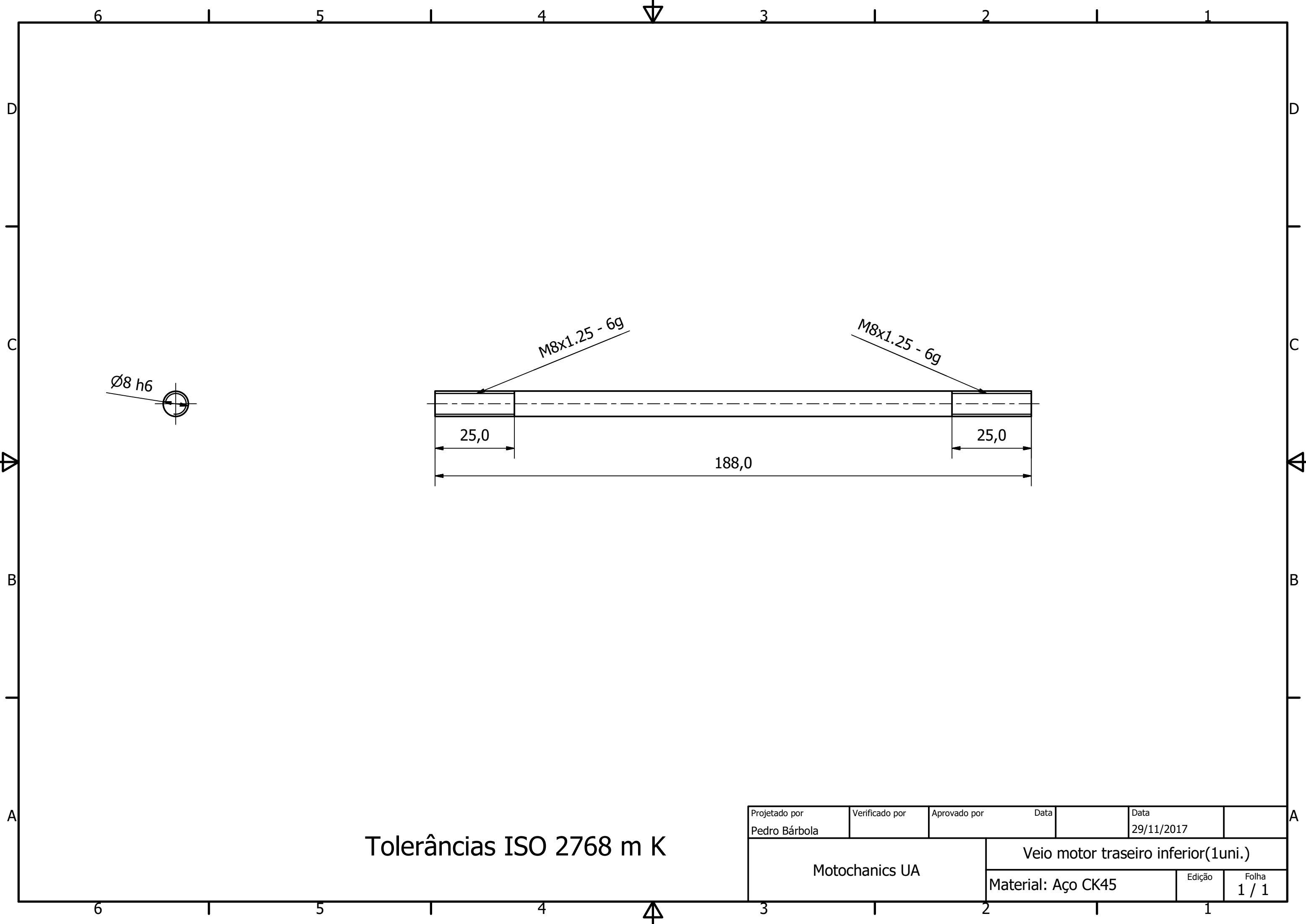
Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data 29/11/2017	
Motochanics UA		Veio motor frontal (1uni.)		
		Material: Aço CK45	Edição	Folha 1 / 1



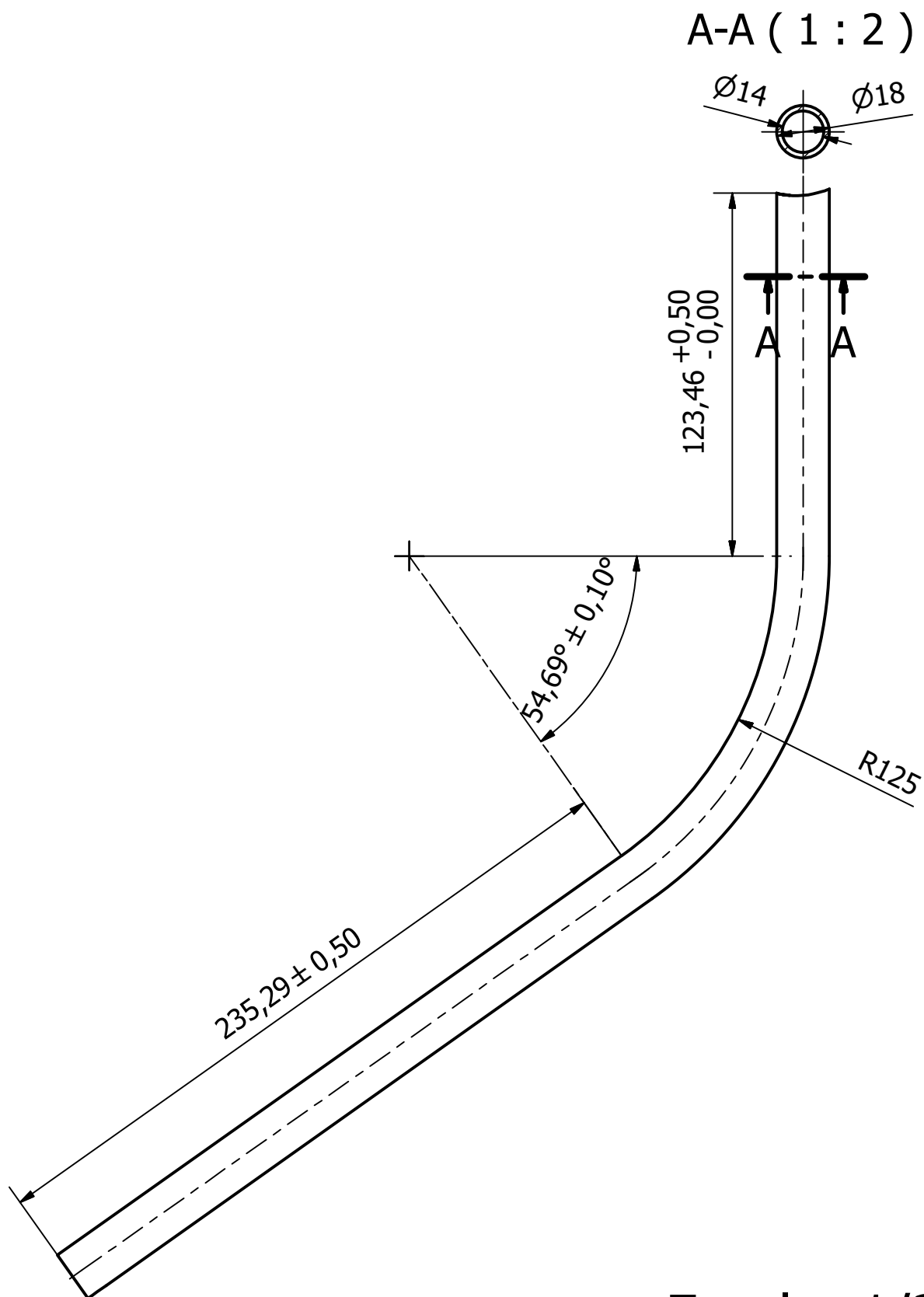
Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data 29/11/2017	
Motochanics UA		Veio motor traseiro superior(1uni.)		
		Material: Aço CK45		Edição 1 / 1



Tolerâncias ISO 2768 m K

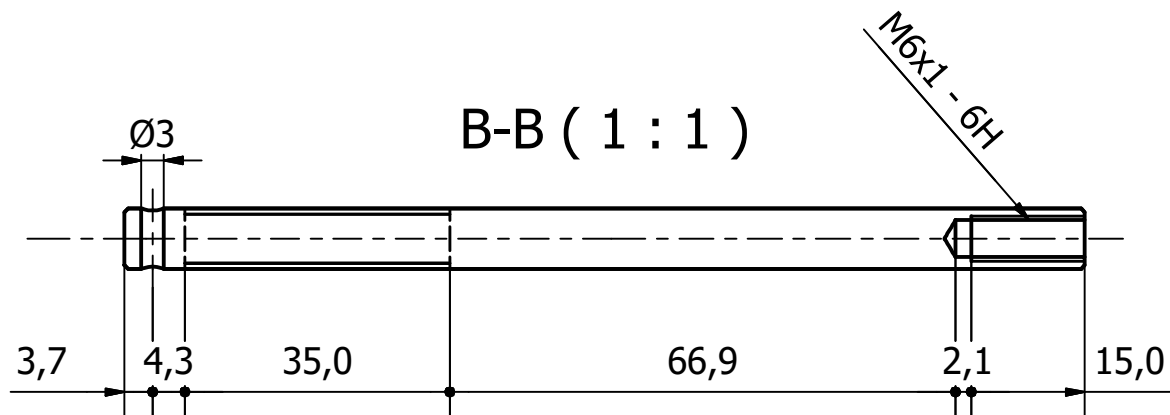
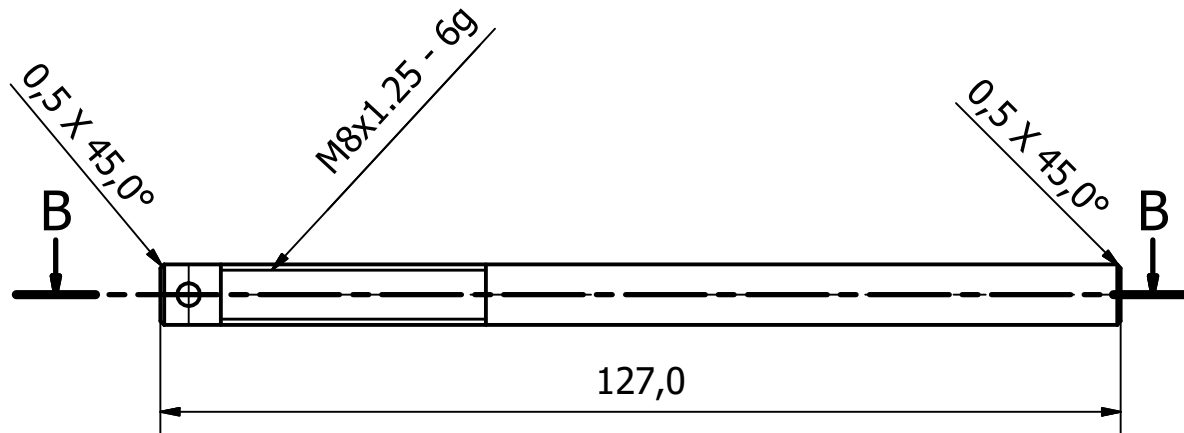
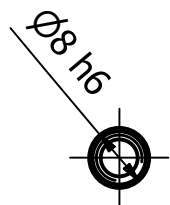
Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data 29/11/2017	
Motochanics UA		Veio motor traseiro inferior(1uni.)		
		Material: Aço CK45		Edição 1 / 1



Escala: 1/2

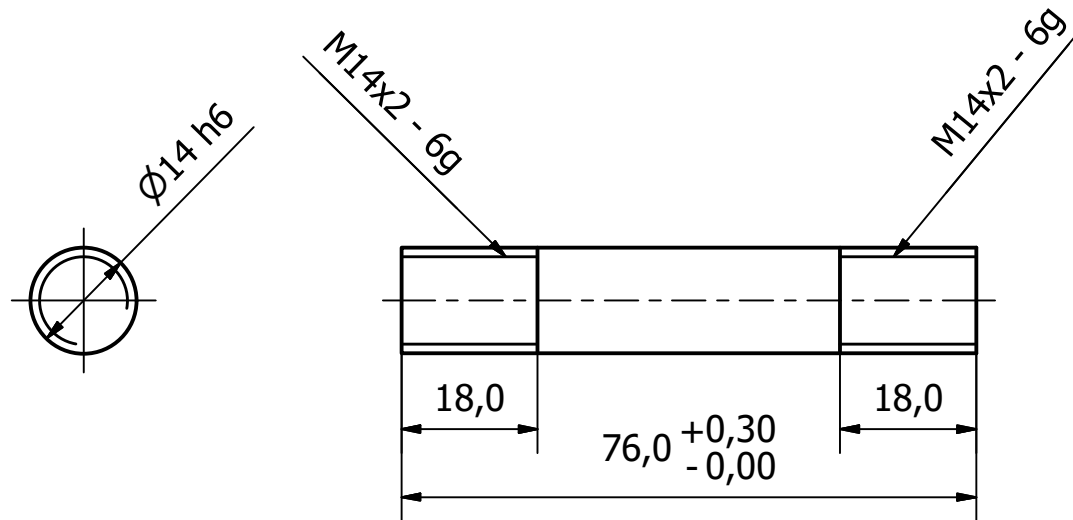
Material: Aço E420

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 02/12/2017	
Motochanics UA			Tubo principal superior direita		
			Tolerâncias ISO 2768 m K	Edição	Folha 1 / 1



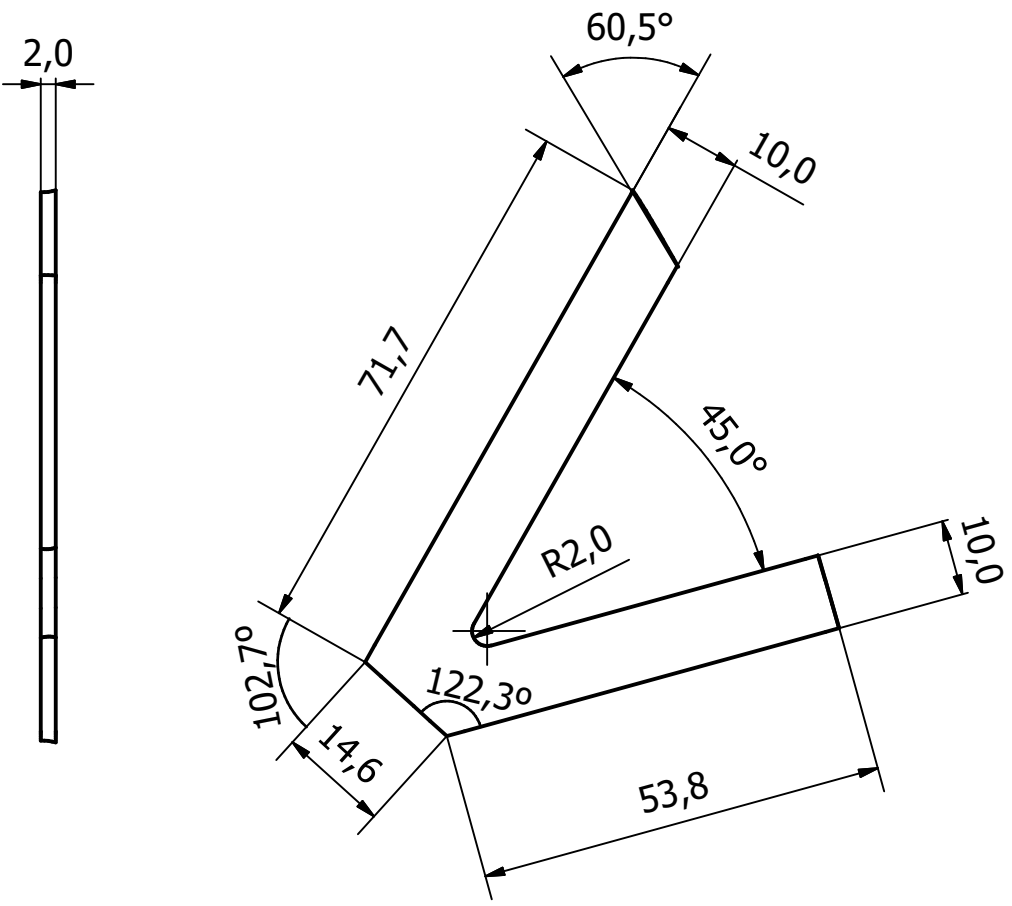
Tolerância ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Veio do cogumelo (2uni.)		
			Material: Aço CK45	Edição	Folha 1 / 1



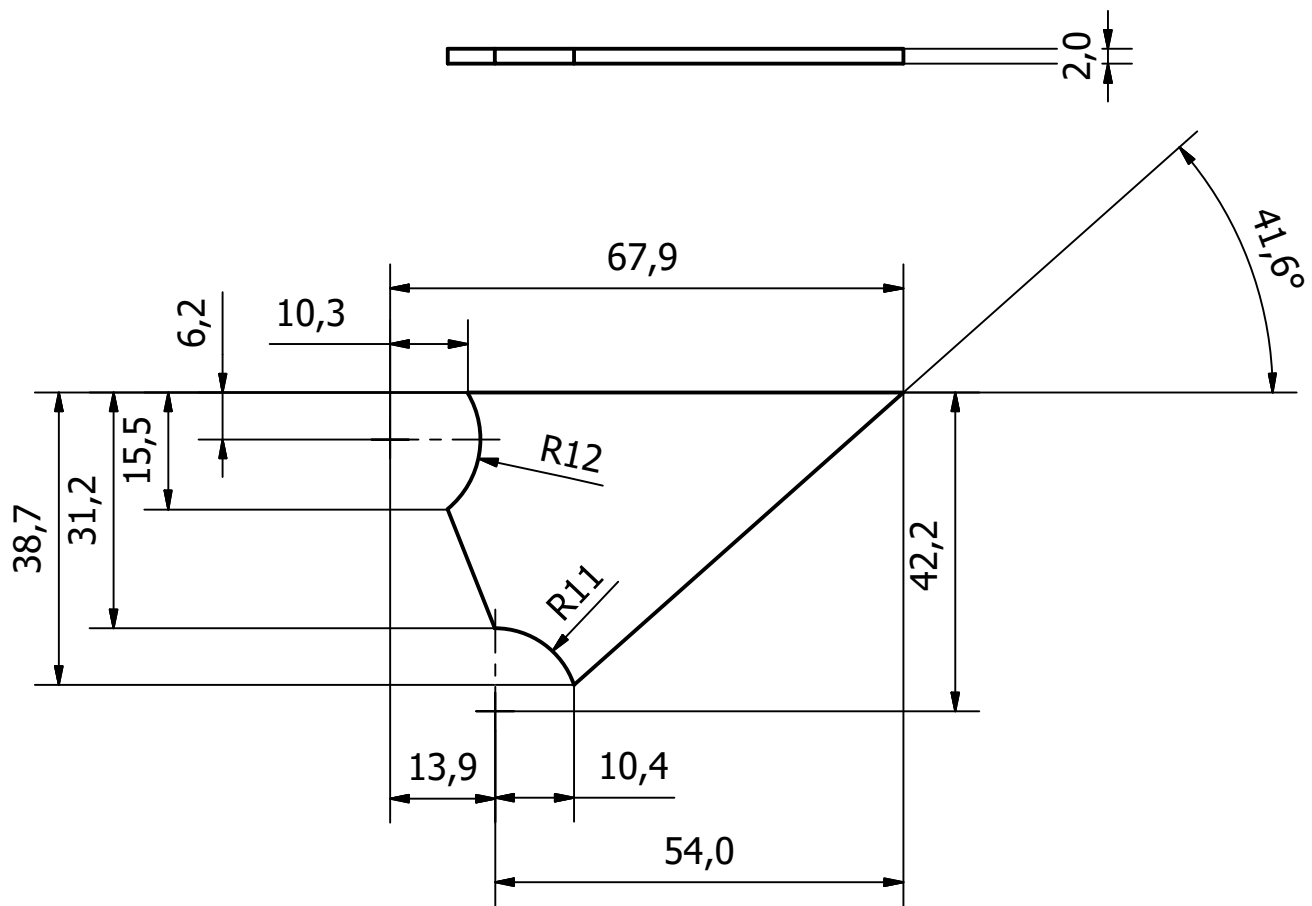
Tolerância ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Veio suspensão traseira (2uni.)	
			Material: Aço CK45	Edição 1 / 1



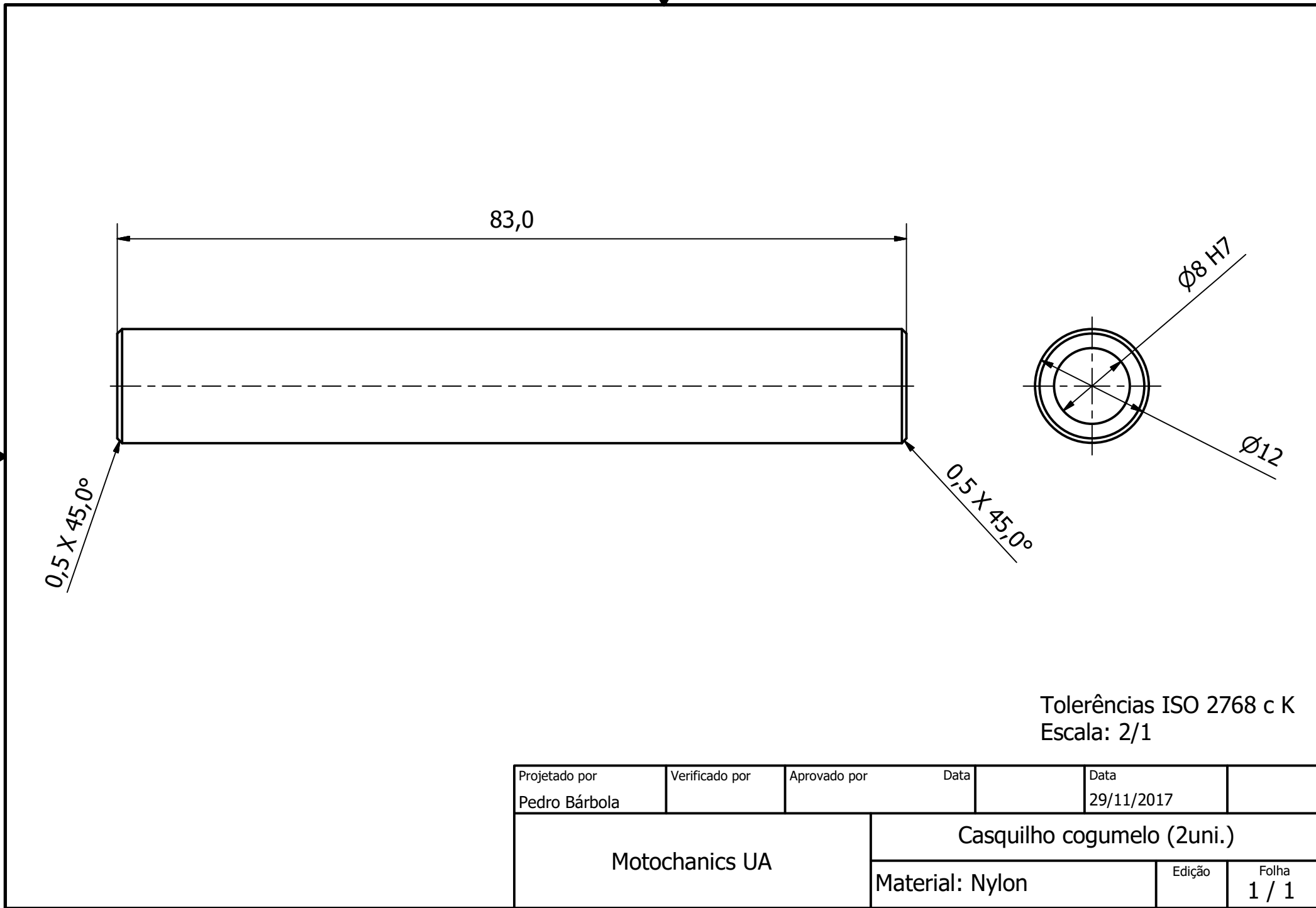
Tolerâncias ISO 2768 m K

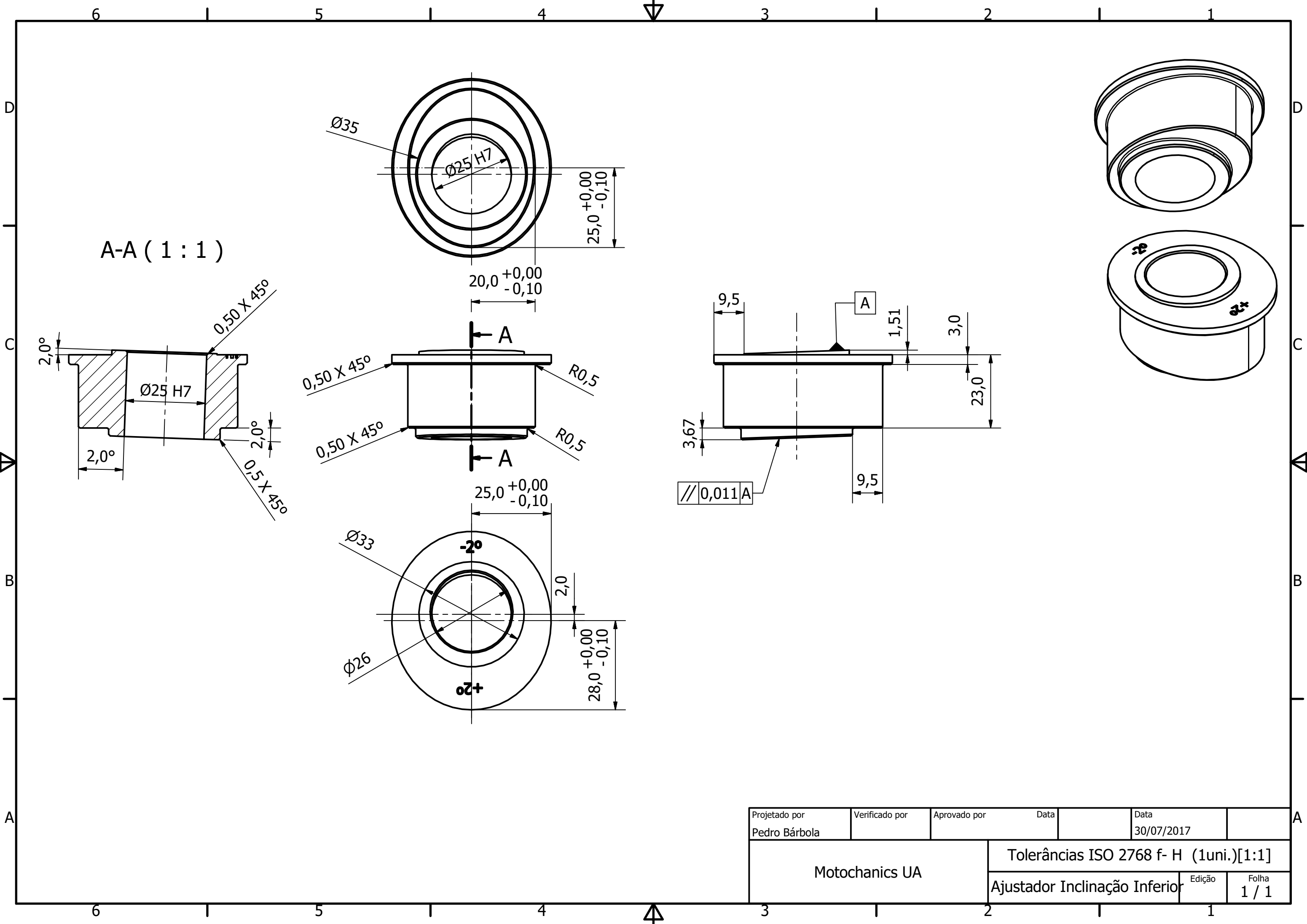
Projetado por	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
Pedro Bárbola				28/11/2017	
Motochanics UA			Chapa "V" (2uni.)		
			Material: Aço	Edição	Folha
					1 / 1



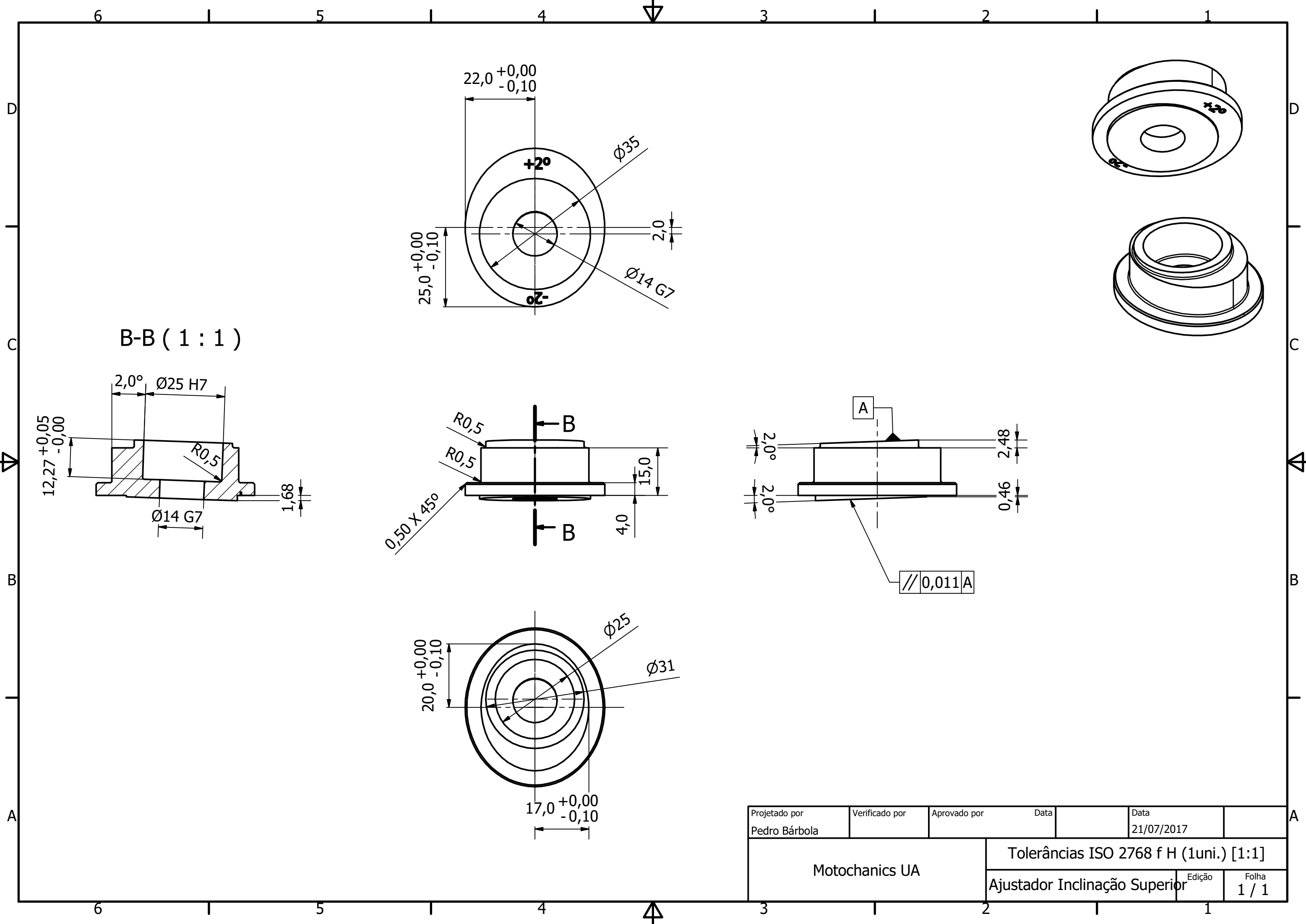
Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
Pedro Bárbola				28/11/2017	
Motochanics UA			Chapa reforço traseiro (2uni.)		
			Material: Aço	Edição	Folha
					1 / 1





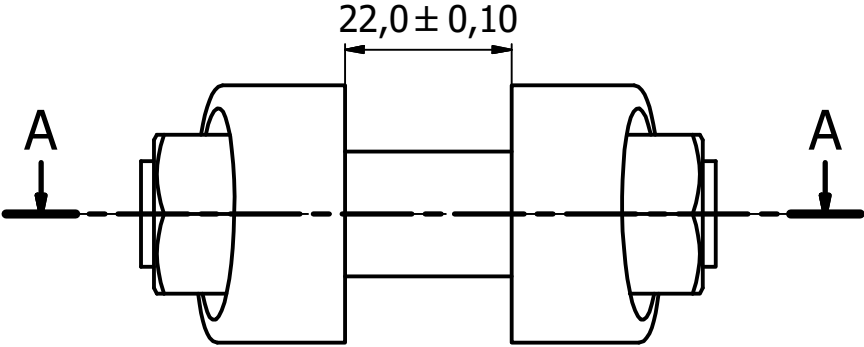
Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 30/07/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 f- H (1uni.)[1:1]		
			Ajustador Inclinação Inferior	Edição	Folha 1 / 1



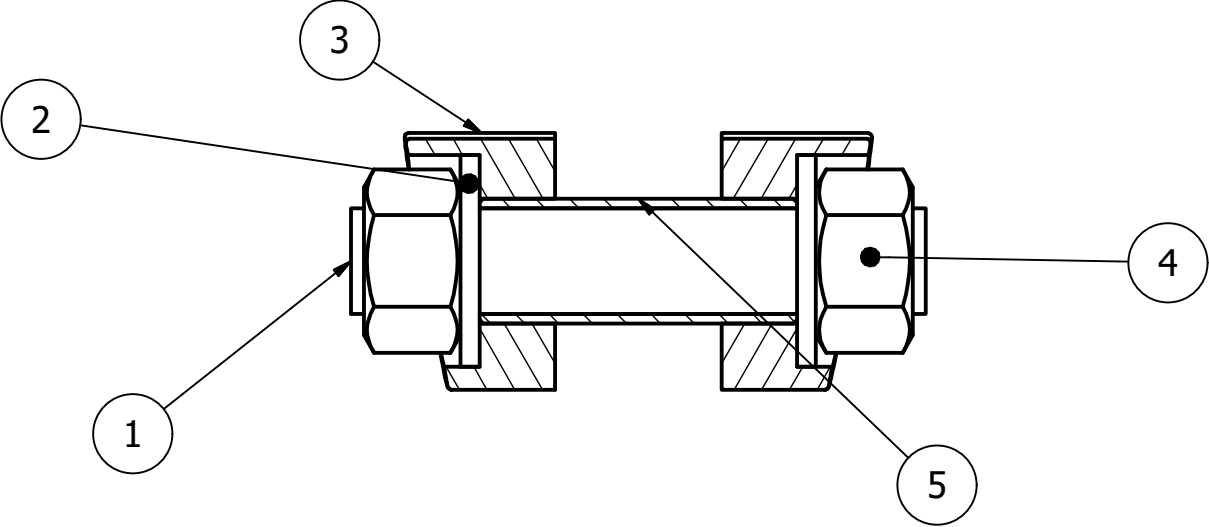
B-B (1 : 1)

Projetado por	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
Pedro Bárbola				21/07/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 f H (1uni.) [1:1]		
			Ajustador Inclinação Superior	Edição	Folha
				1	1 / 1

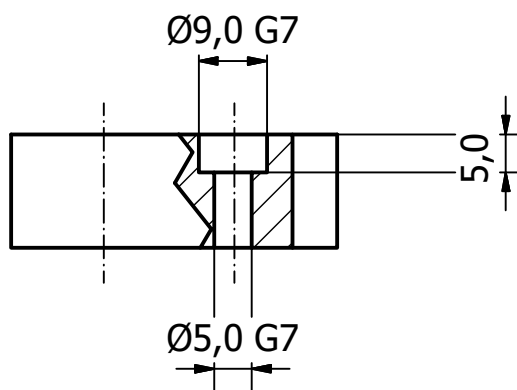
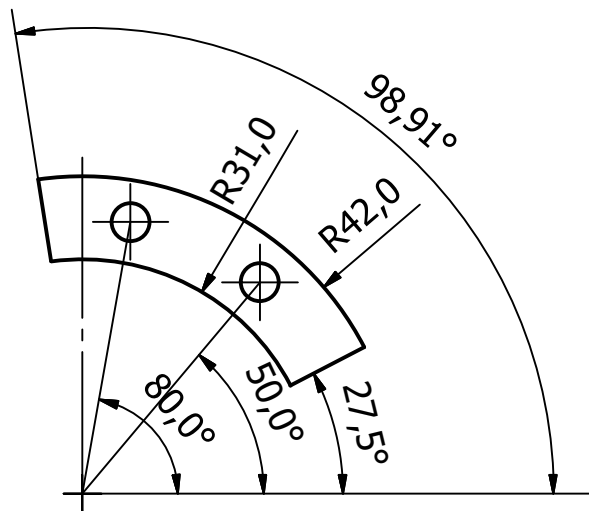
LISTA DE PEÇAS			
ITEM	QTDE	NÚMERO DA PEÇA	DESCRIÇÃO
1	1	Veio Suspensão Traseira	
2	2	ISO 7089 - 10 - 140 HV	Arruelas lisas - Série normal - Produto classe A
3	2	Suporte Suspensão Traseira	
4	2	ISO 4032 - M14	Porcas sextavadas, estilo 1 - Produto classes A e B
5	1	Casquilho Suspensão	



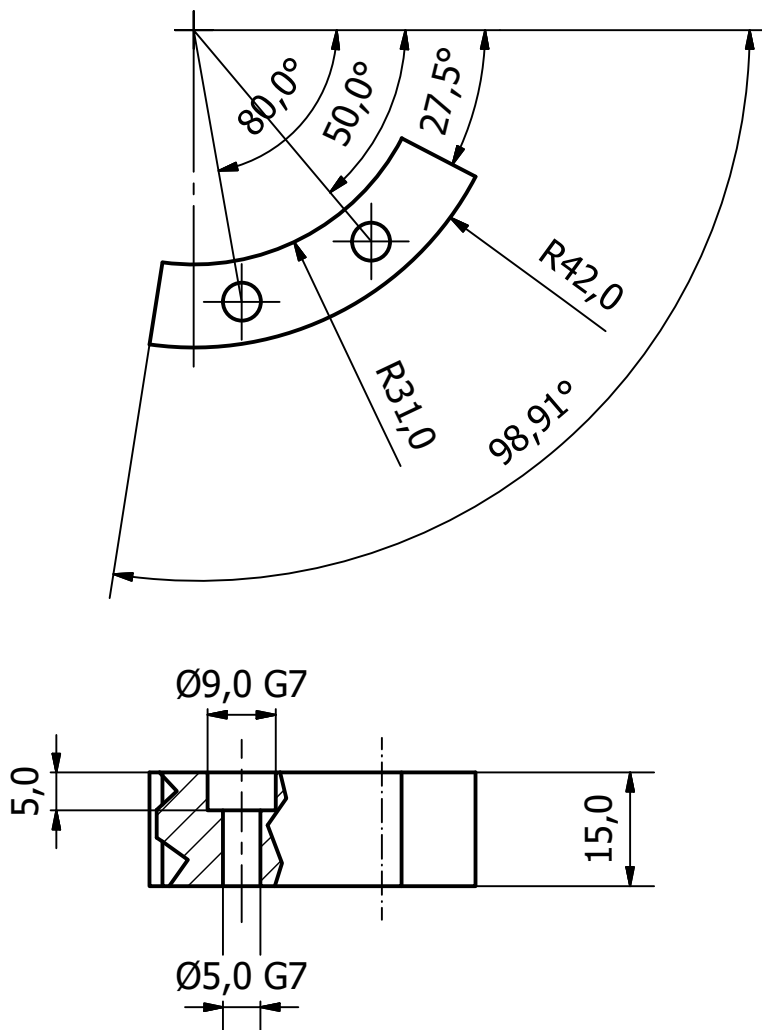
A-A (1 : 1)



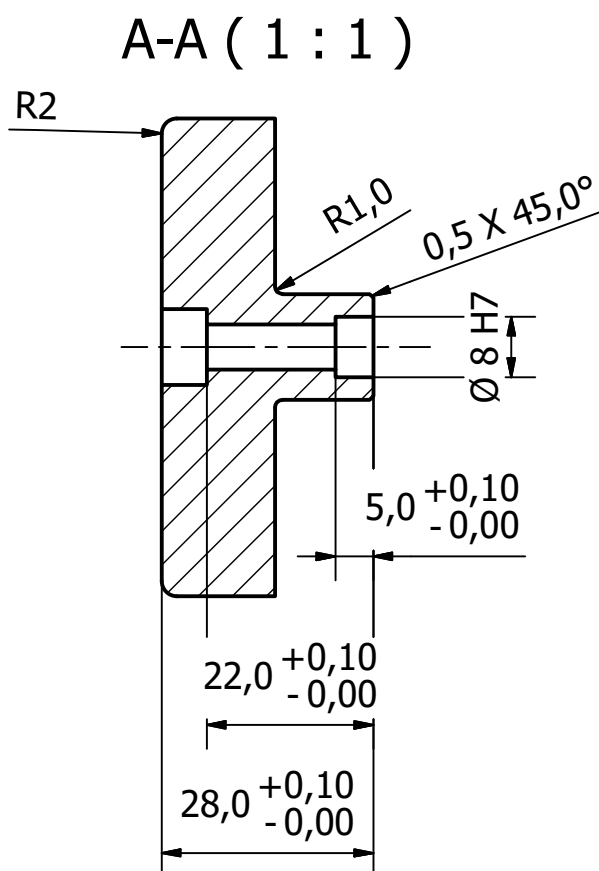
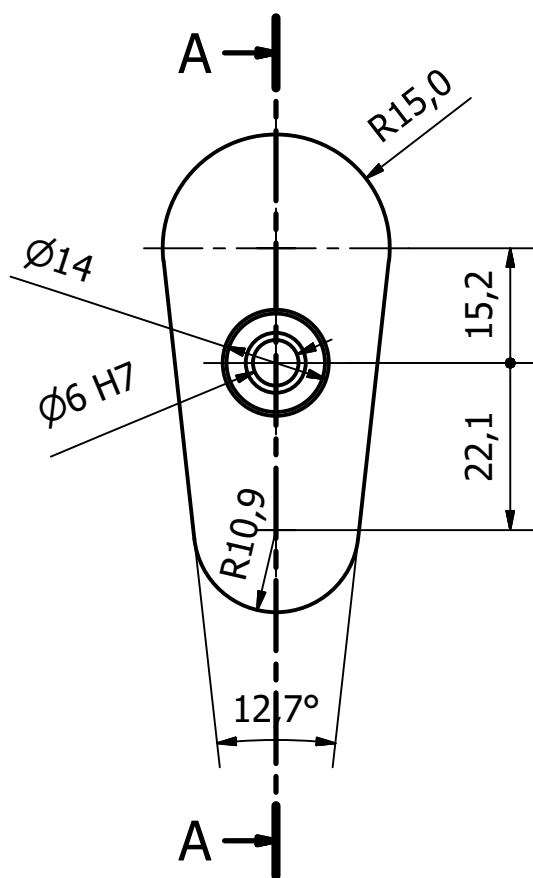
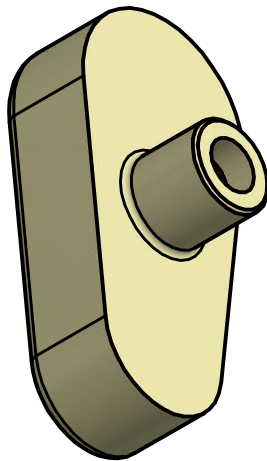
Projetado por	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
Pedro Bárbola				29/11/2017	
Motochancis UA			Sistema de apoio da suspensão traseira		
				Edição	Folha
					1 / 1



Designed by Pedro Bárbola	Checked by	Approved by	Date	Date 29/06/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 c L (1 un.) [1:1]		
			Batente direção direita [Nylon]	Edition	Sheet 1 / 1

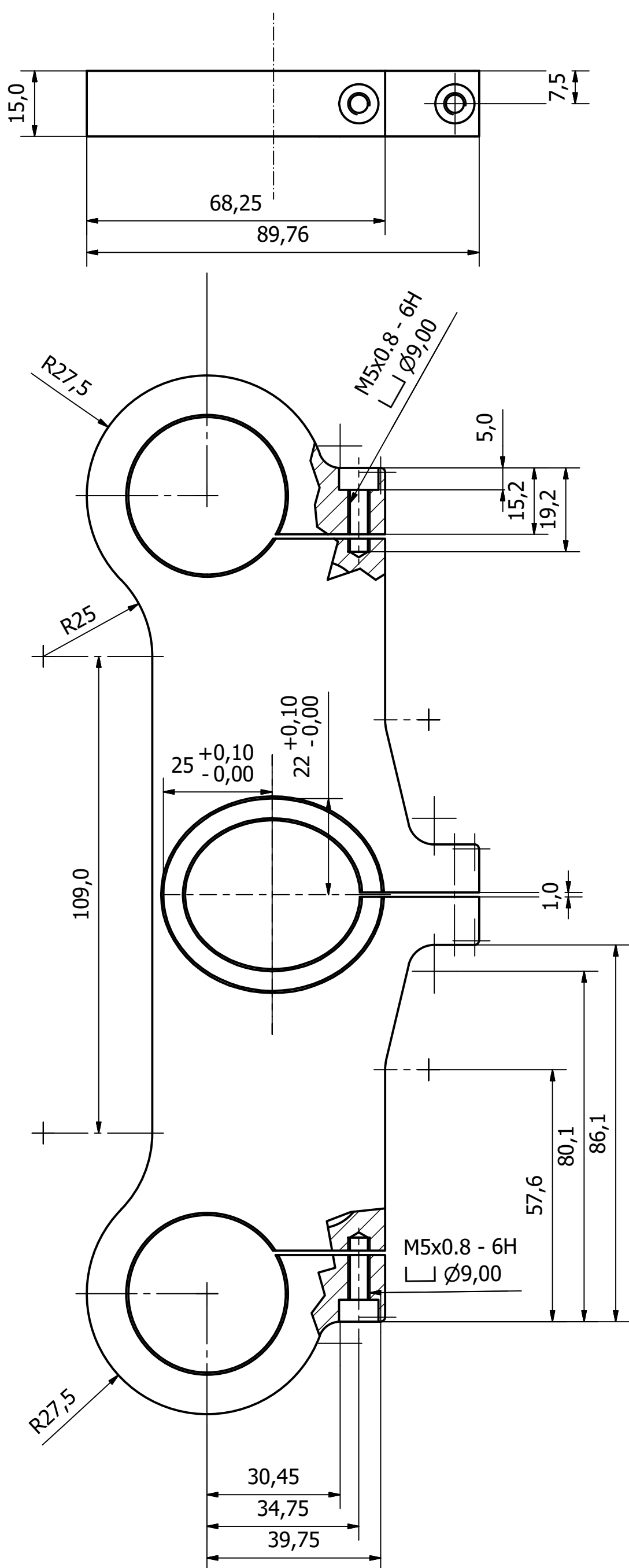


Designed by Pedro Bárbola	Checked by	Approved by	Date	Date 29/06/2017	
Motochanis UA			Tolerâncias ISO 2768 c L (1 un.) [1:1]		
			Batente direção esquerda Nylon	Edition	Sheet 1 / 1

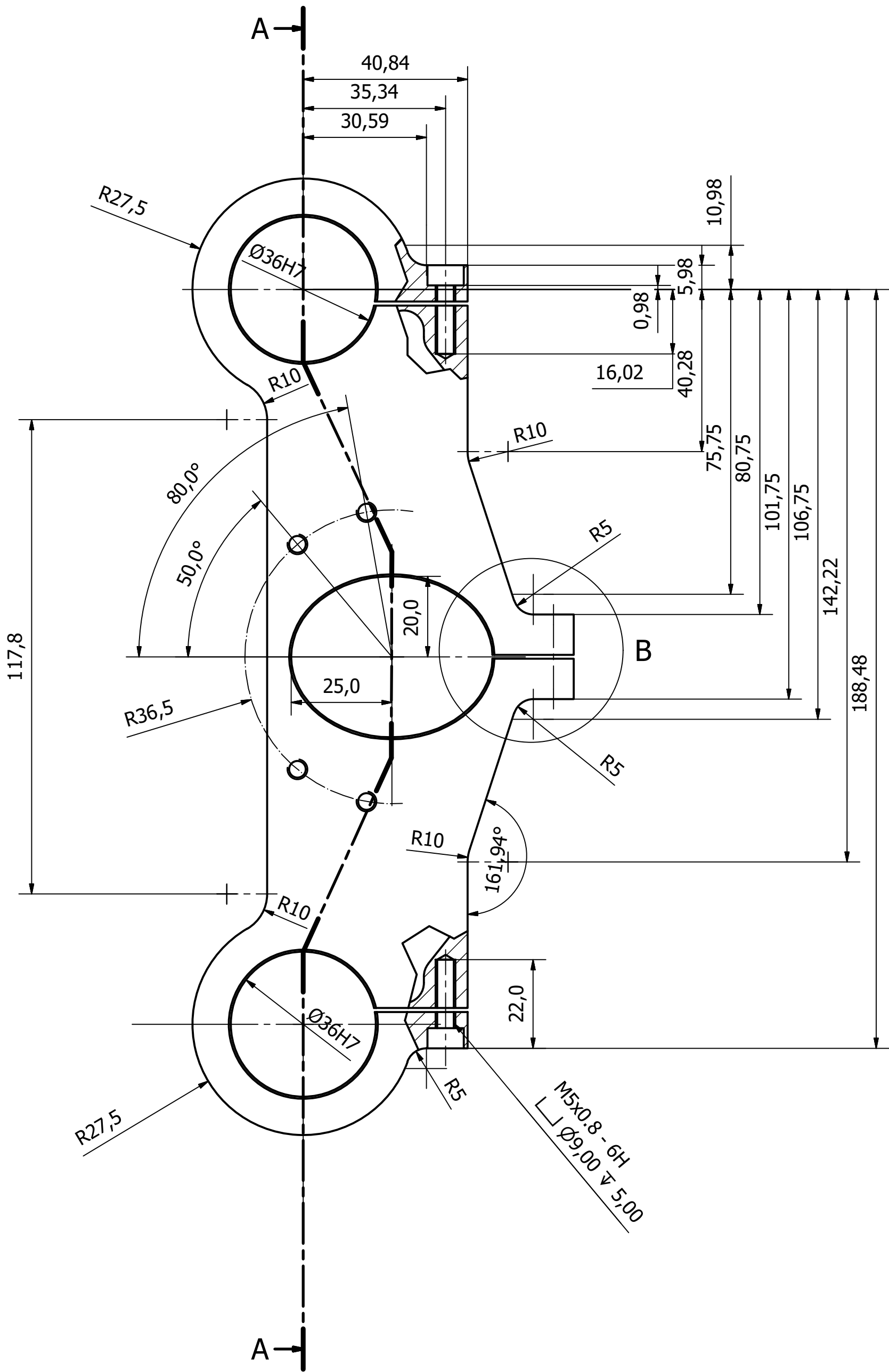
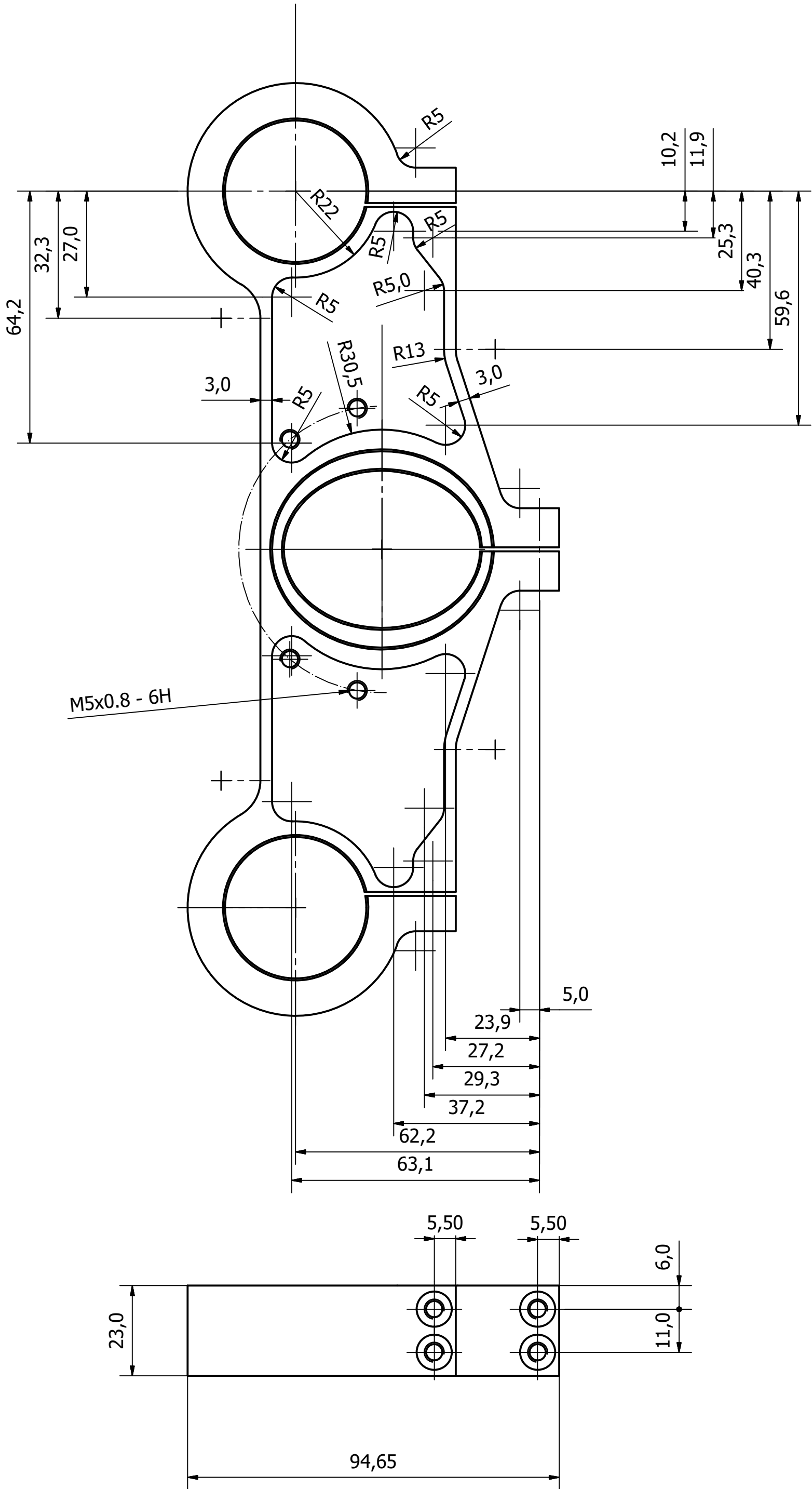


2 uni.
Escala=1:1
Tolerâncias ISO 2768 c K

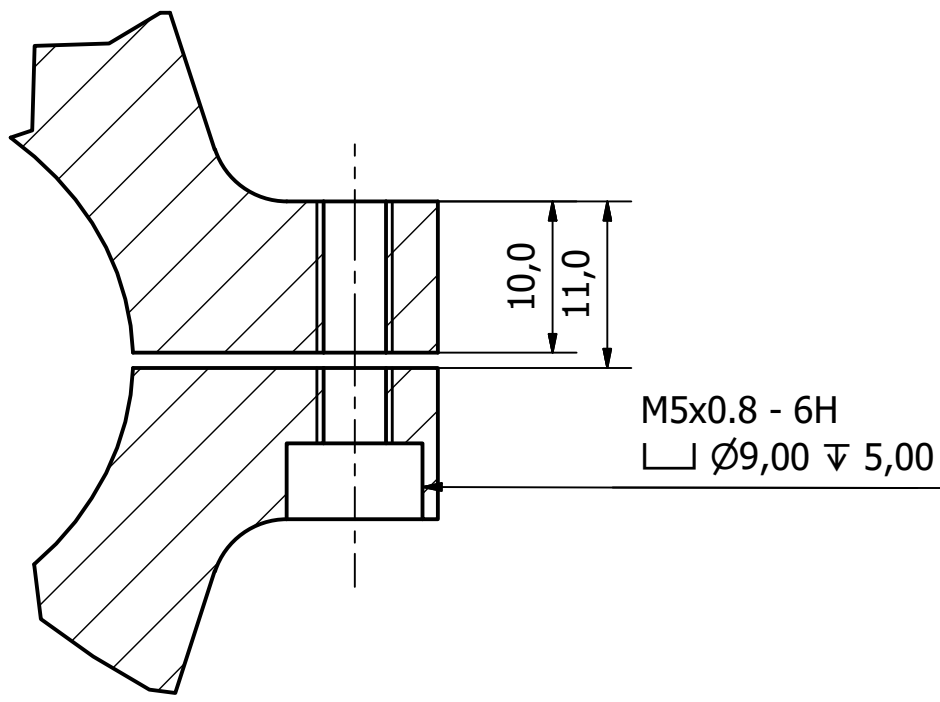
Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Material Nylon ou dureza idêntica		
			cogumelo	Edição	Folha 1 / 1



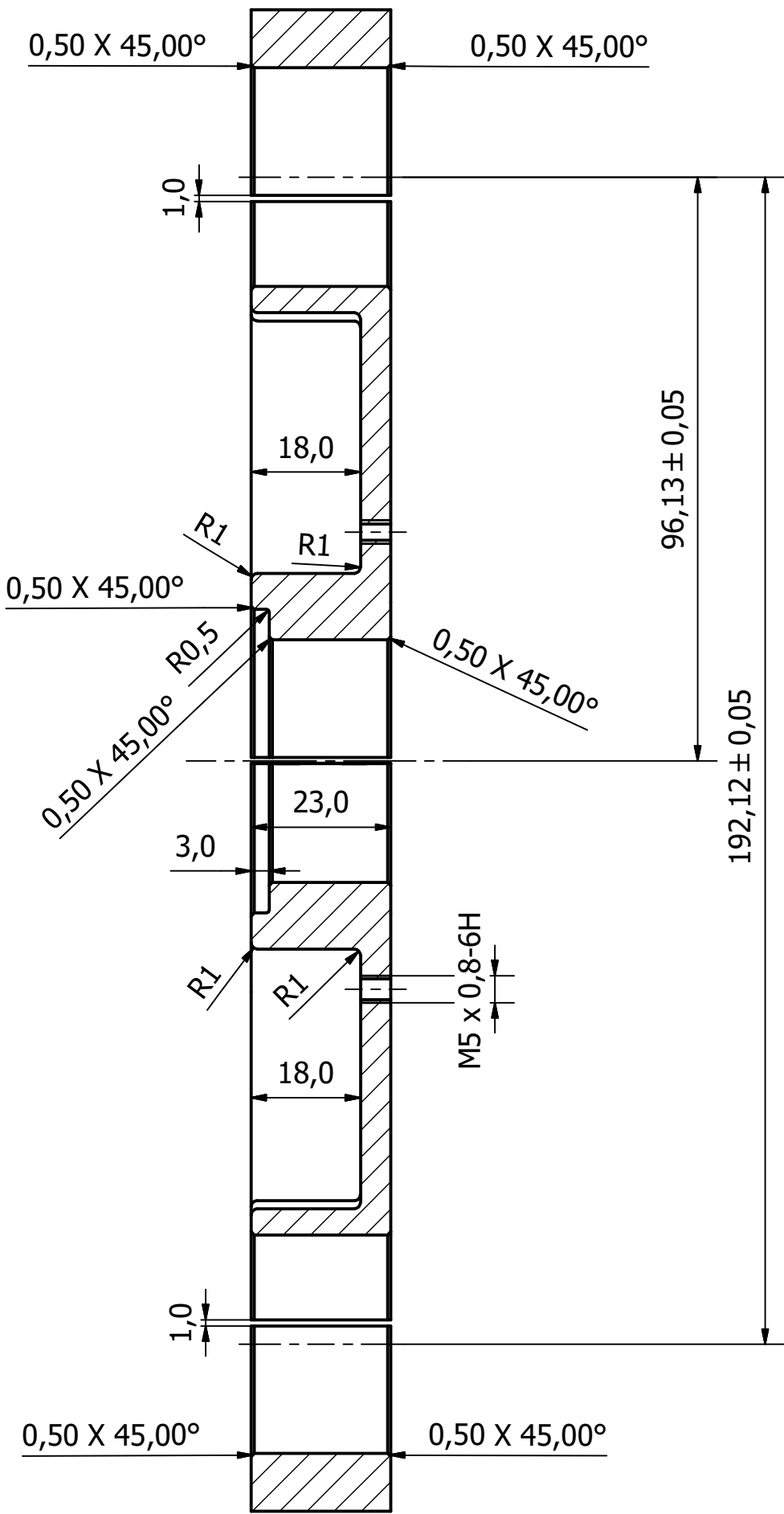
Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
Pedro Bárbola				24/06/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768-m K(1 un.)		
			Mesa direção superior		Edition Sheet 1 / 1

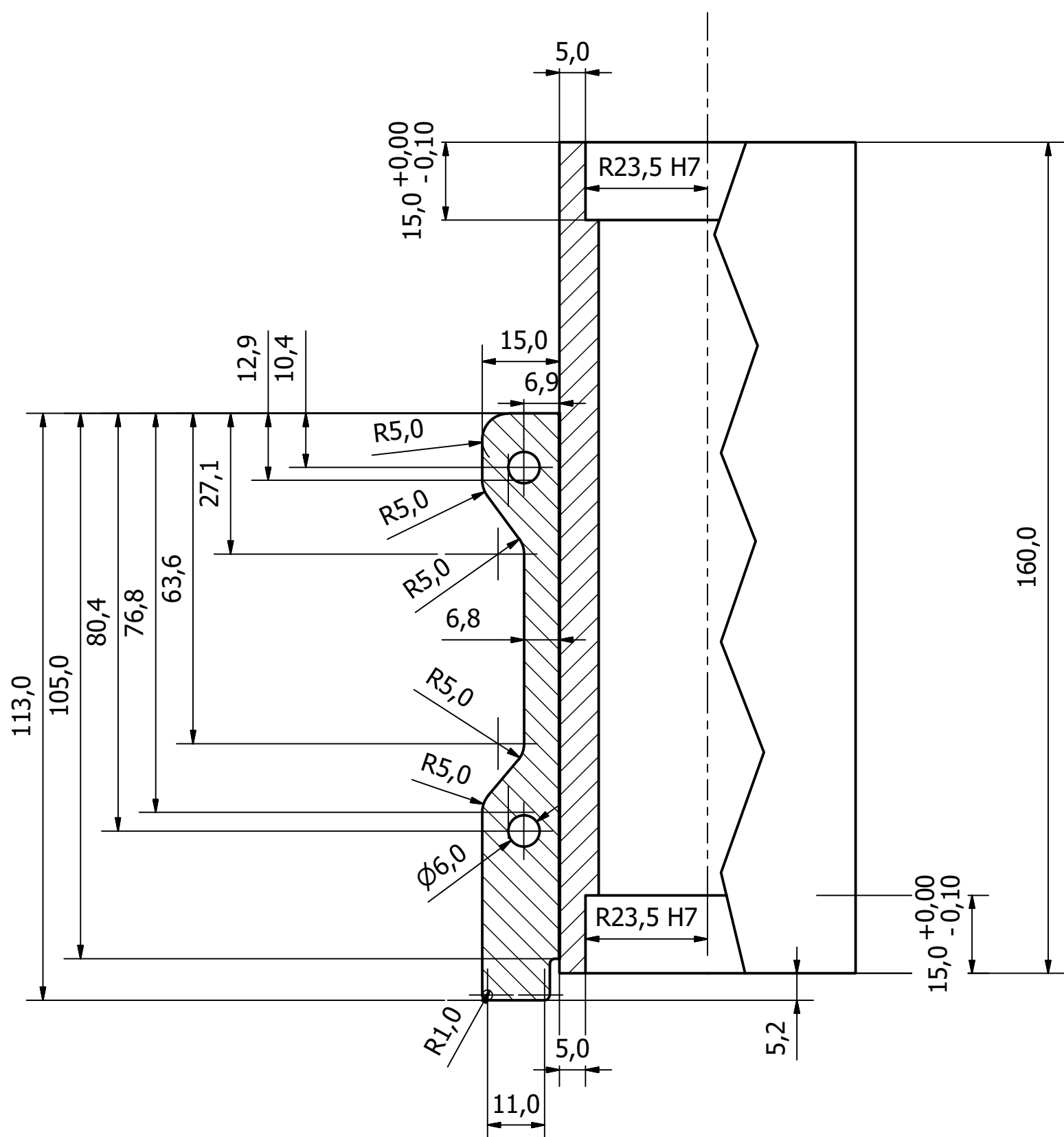
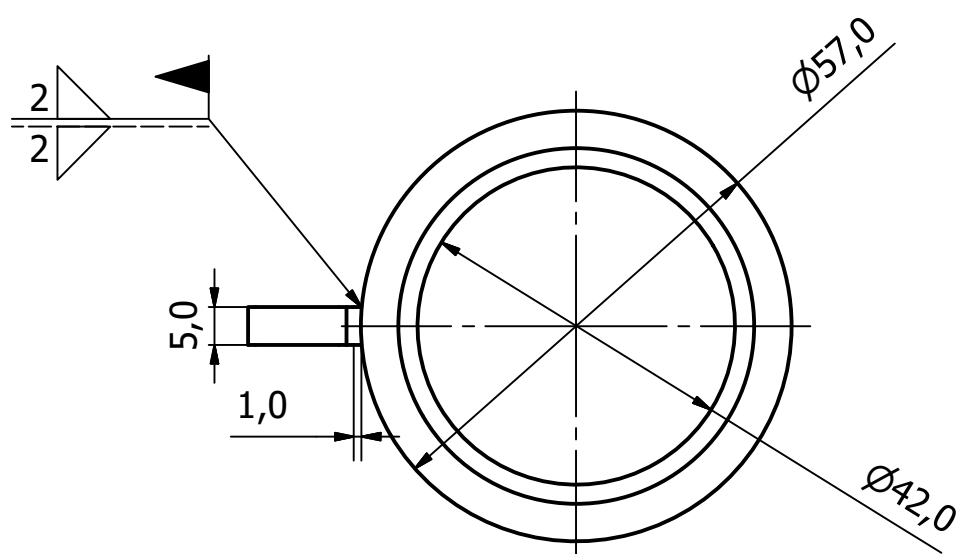


B (2 : 1)

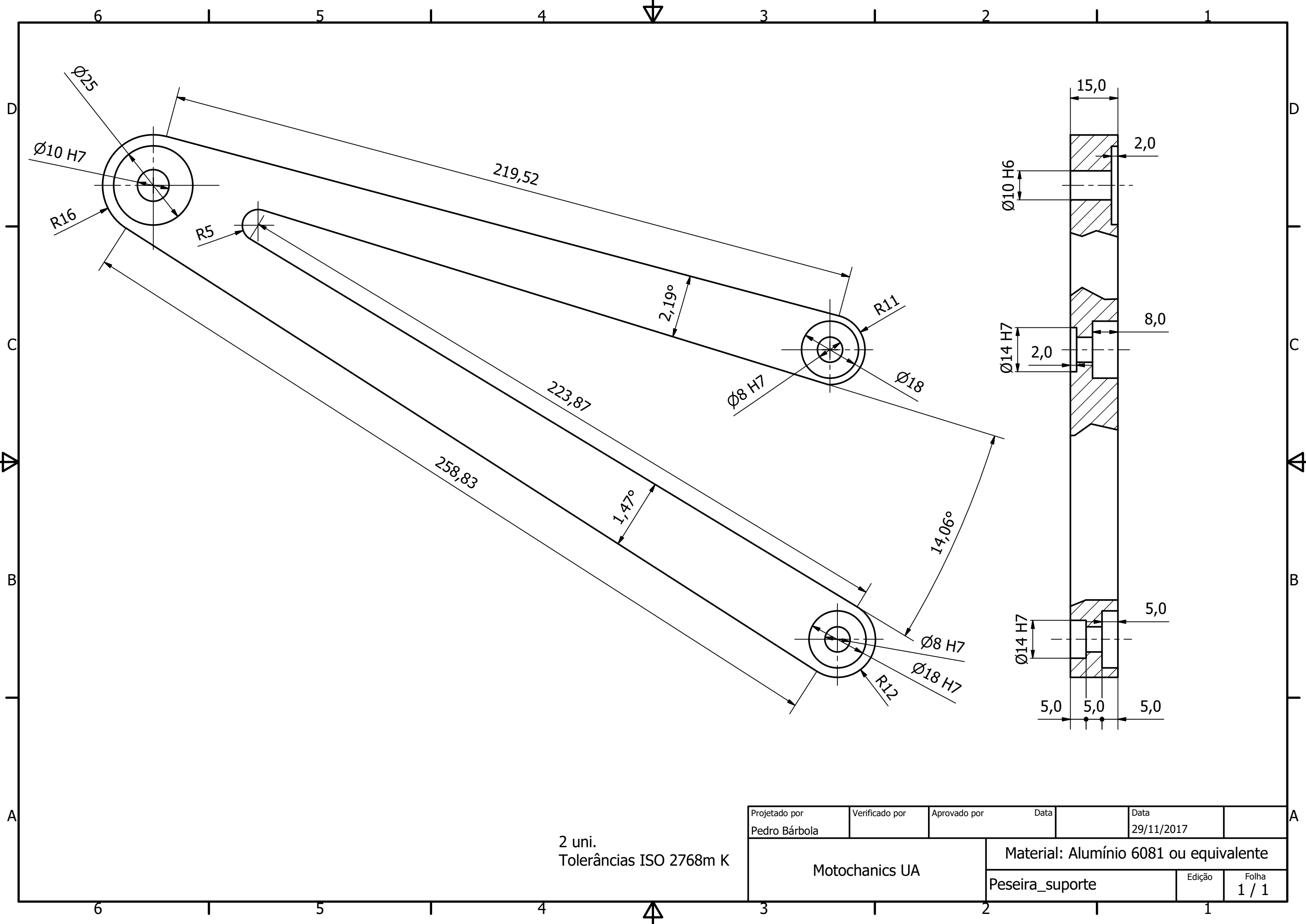


A-A (1 : 1)



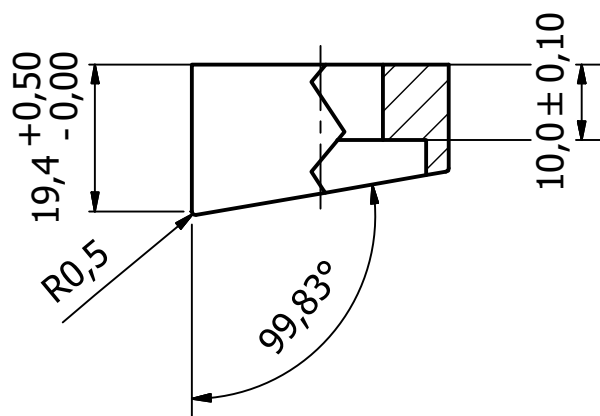
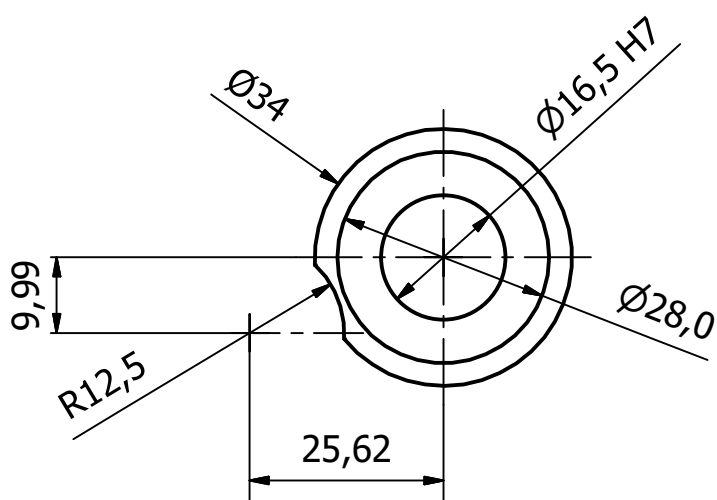
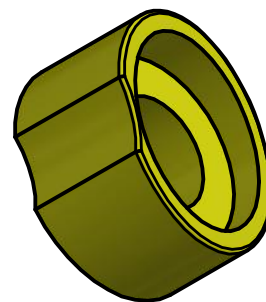


Designed by Pedro Bárbola	Checked by	Approved by	Date	Date 22/06/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 - m K(1un.) [1:1]		
			Pescoço Quadro		Edition 1 / 1



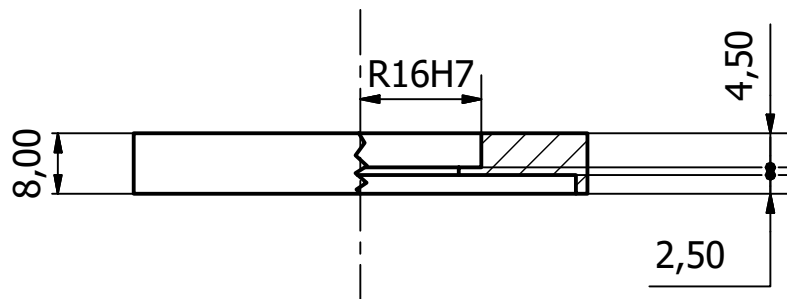
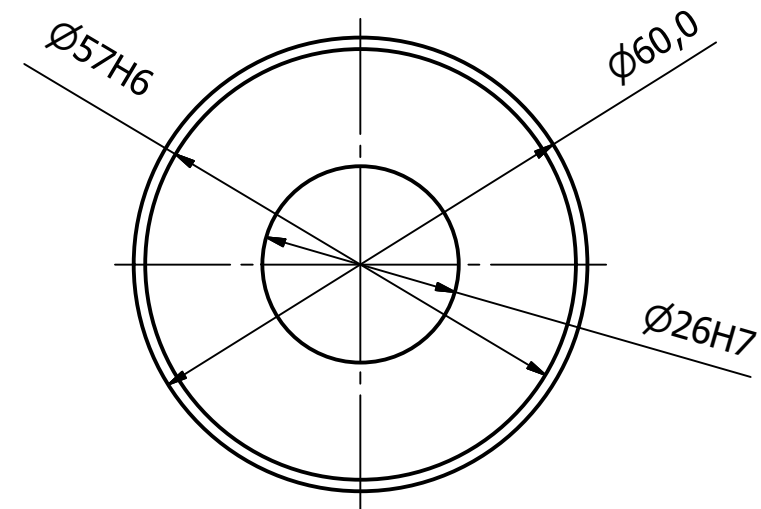
2 uni.
Tolerâncias ISO 2768m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Material: Alumínio 6081 ou equivalente		
			Peseira_suporte	Edição	Folha 1 / 1

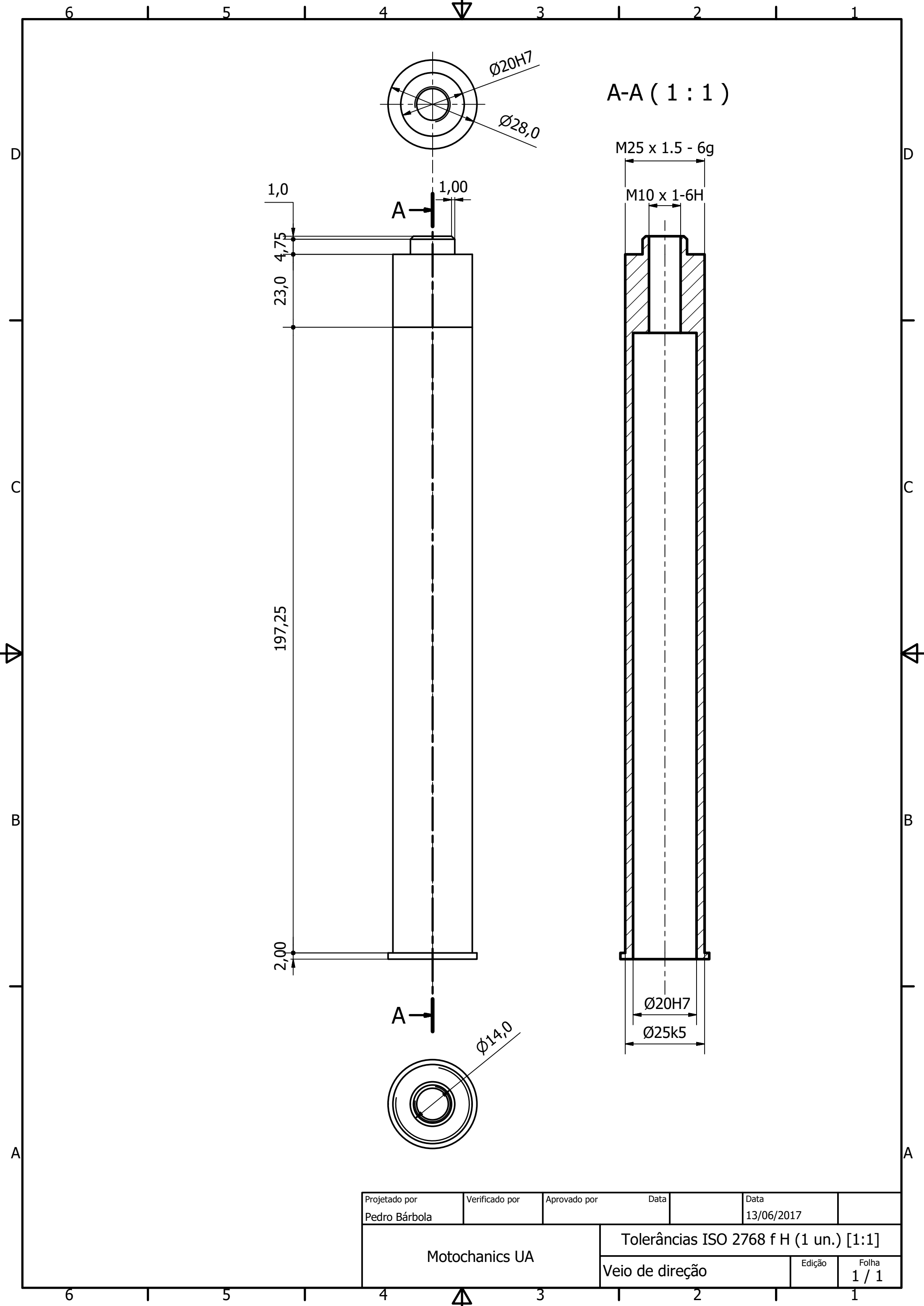


2 uni.
Escala=1:1
Tolerâncias ISO 2768 m K

Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data	Data 29/11/2017	
Motochanics UA			Material: Aço		
			Suporte Suspensão Traseira	Edição	Folha 1 / 1

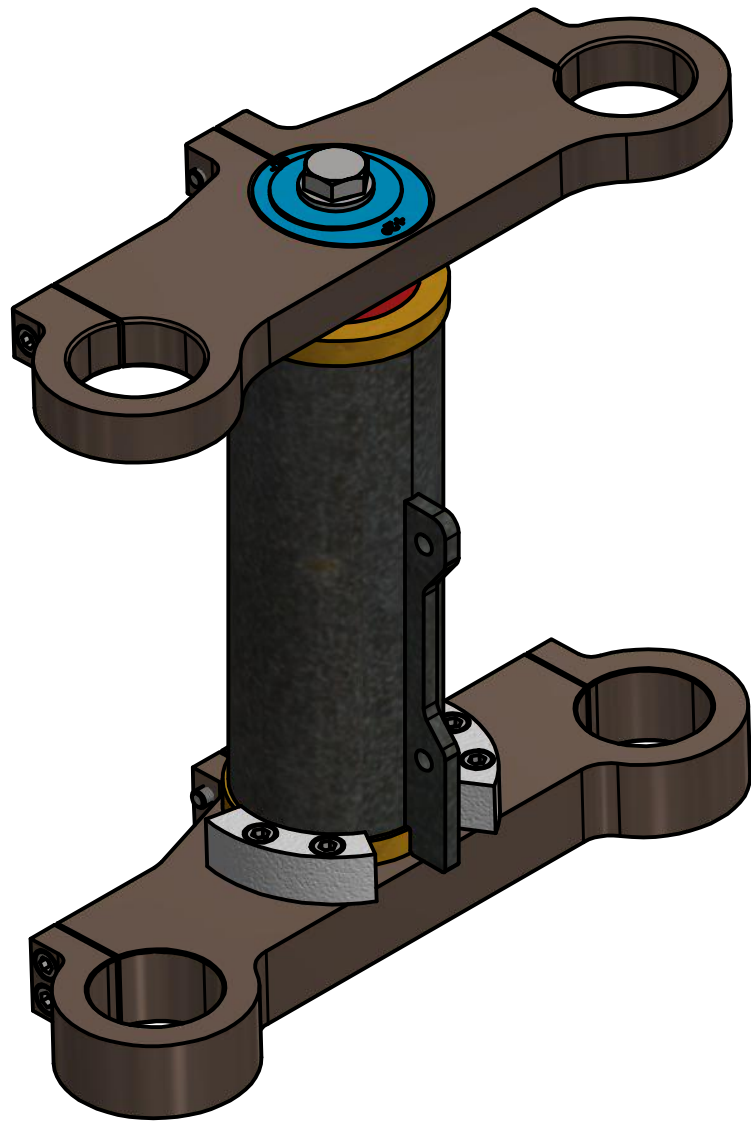
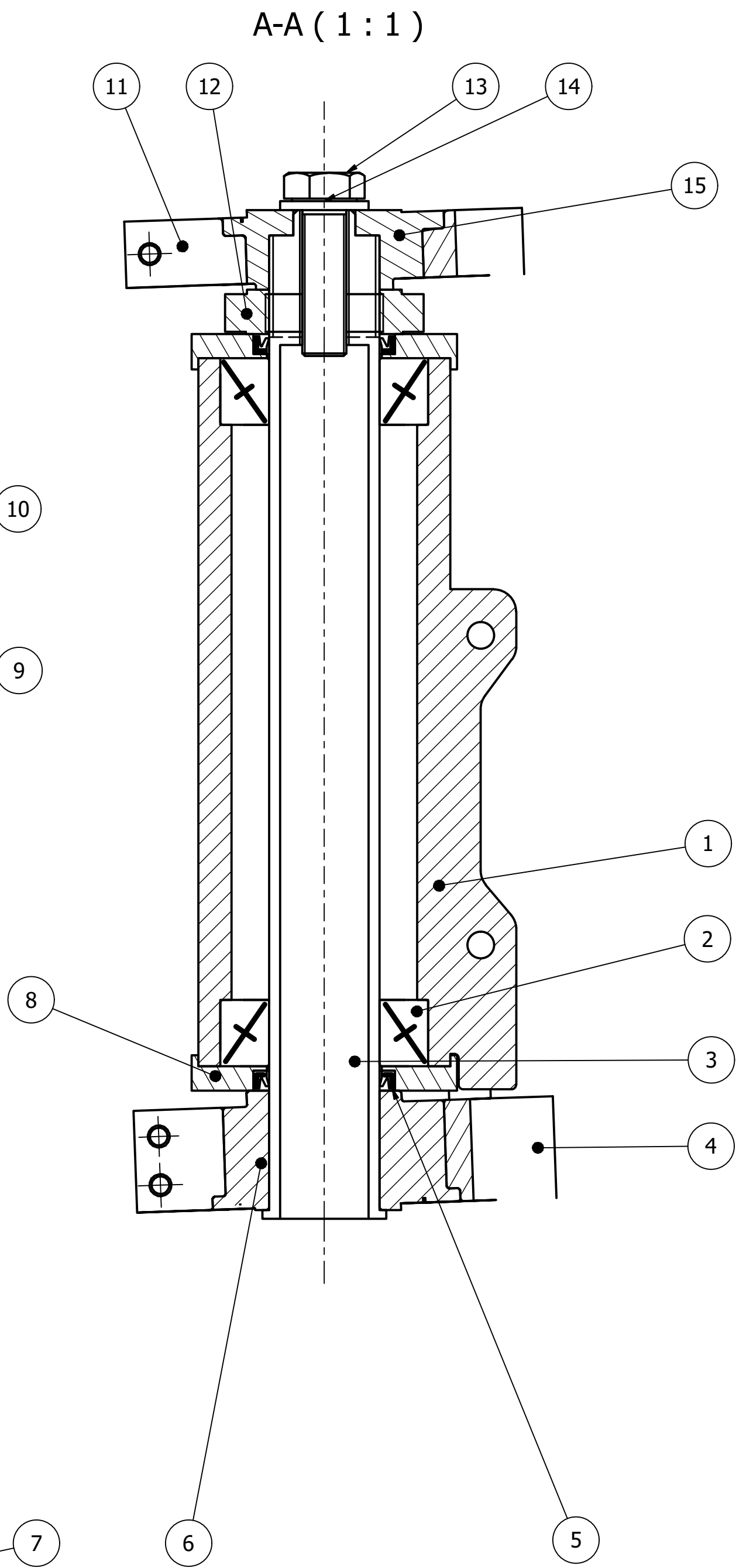
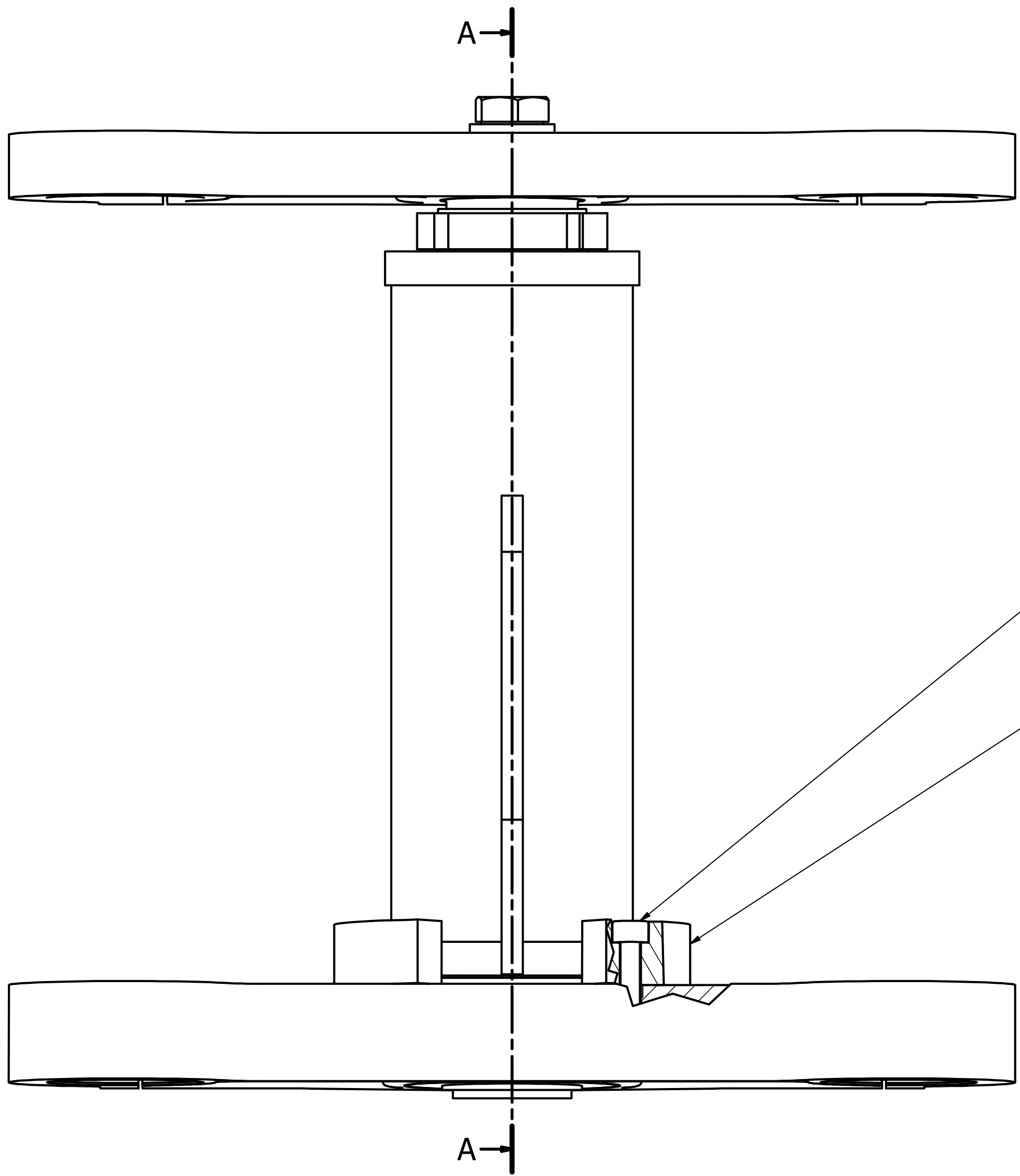
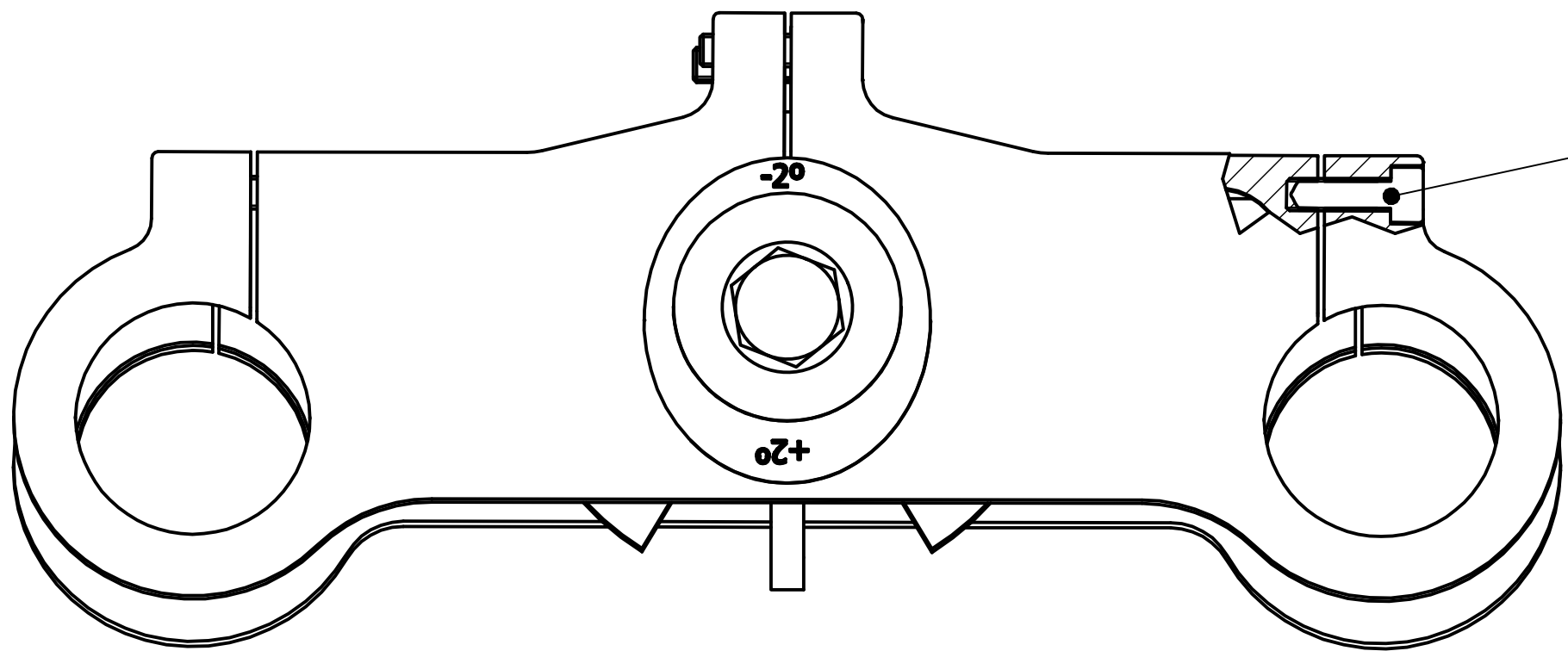


Projetado por	Verificado por	Aprovado por	Data	Data	
Pedro				13/06/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 - m K (2 un.) [1:1]		
			Tampa anti-poeira	Edição	Folha 1 / 1

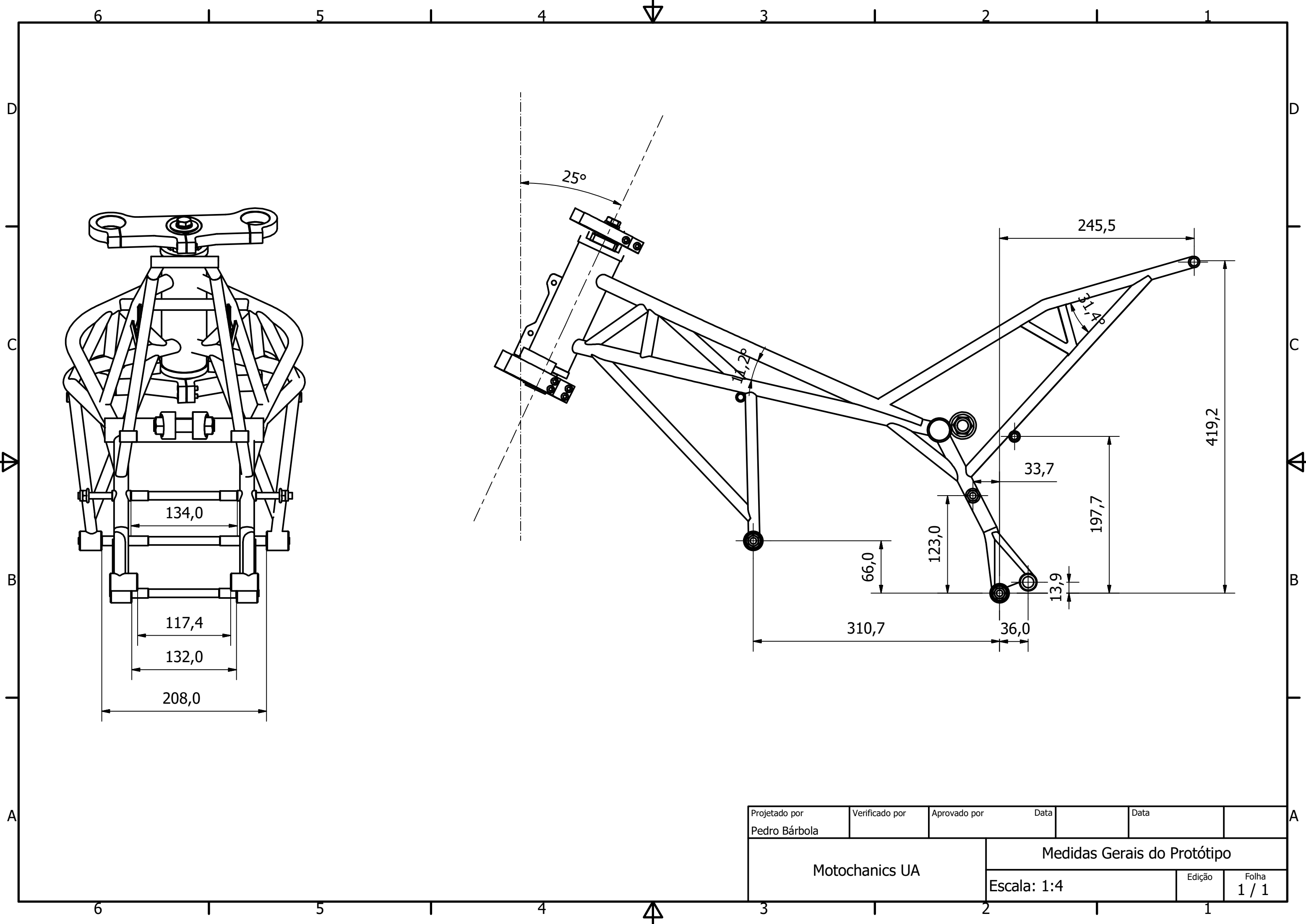


Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data		Data	13/06/2017	
Motochanics UA			Tolerâncias ISO 2768 f H (1 un.) [1:1]				
			Veio de direção			Edição	Folha 1 / 1

LISTA DE PEÇAS			
ITEM	QTDE	NÚMERO DA PEÇA	DESCRIÇÃO
1	1	Pescoço do Quadro	
2	2	inafag_32005-x	Rolamento rolos cónicos
3	1	Veio de direção	
4	1	Mesa direção inferior	
5	2	inafag g25x32x4	Vedante
6	1	Ajustador de inclinação inferior	Montado em concordância com o ajustador de inclinação superior
7	6	ISO 4762 - M5 x 16	Parafuso Allen de cabeça
8	2	Tampa anti-poeiras	
9	2	Batente de direção	
10	7	ISO 4762 - M5 x 20	Parafuso Allen de cabeça
11	1	Mesa direção superior	
12	1	Porca de entalhes ISO 2982-2	
13	1	ISO 8676 - M10 x 1 x 35	Parafusos de cabeça sextavada com rosca fina métrica
14	1	ISO 7089 - 10	Arruelas lisas - Série normal - Produto classe A
15	1	Ajustador inclinação superior	Montado em concordância com o ajustador de inclinação superior



Designed by Pedro Bárbola	Checked by	Approved by	Date 28/06/2017	Date 28/06/2017	
Motochanics UA			Conjunto Pescoço do Quadro (pos. +2º)		
1 un.			Edition	Sheet 1 / 1	



Projetado por Pedro Bárbola	Verificado por	Aprovado por	Data		Data	
Motochanics UA			Medidas Gerais do Protótipo			
			Escala: 1:4		Edição	Folha 1 / 1